

République Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique



Université Ibn Khaldoun de Tiaret

Faculté des Sciences Appliquées

Département de Génie Mécanique



PROJET DE FIN DE CYCLE

MASTER

Domaine : Sciences et Technologies

Filière : Génie Mécanique

Parcours : Master

Spécialité : Construction Mécanique

Thème

ETUDE DU TRIBO-CONTACT ENTRE PLAQUETTE ET DISQUE POUR FREIN AUTOMOBILE

Préparé par :

KHATOUF Fatima Zahra Achoura et **BAGHDAD** Hamama

Soutenu publiquement le : 28 / 06 / 2022, Devant le jury composé de :

M.ABOSHIGHIBA
Hichem

Maître de Conférences "B" (Univ. Ibn Khaldoun)

Président

M.MAZARI Djamel

Maître-assistant "A"(Univ. Ibn Khaldoun)

Examinateur

M. ATHMANI Houari

Maître-assistant "A" (Univ. Ibn Khaldoun)

Examinateur

M.GUEMMOUR
Mohamed

Maître de Conférences "B" (Univ. Ibn Khaldoun)

Encadrant

Année universitaire : 2021 - 2022

Dédicaces

*C'est avec un très grand honneur que nous dédions ce modeste travail aux
Personnes les plus chères au monde, nos chers parents pour leurs amours
Et bonté et que sans eux nous n'aurons jamais pu atteindre notre objectif, que
Dieu nous les garde*

À...

Nos parents

Nos sœurs

Nos frères

A tous Nos amis

*Tous ceux qui nous avons aidée de près ou de loin dans
L'accomplissement de ce travail.*

Hamama et Fatima Zahra

REMERCIEMENTS

On tient avant tout à remercier chaleureusement Monsieur Guemmour Mohamed Boutkhil, Maître de conférences classe "B" à l'université Ibn Khaldoun de Tiaret de nous avoir encadré et assuré le suivi de notre travail. En nous faisant confiance depuis le début de nos travaux, il a su diriger ce travail tout en nous laissant une complète autonomie. On le remercie non seulement pour la qualité de son encadrement mais également pour l'ineestimable qualité humaine dont il a toujours fait preuve.

On est reconnaissant de l'honneur que nous ont fait Monsieur **MAZARI Djamel**, Maître-assistant classe "A" à l'université de Tiaret et Monsieur **ATHMANI Houari**, Maître-assistant classe "A" à l'université de Tiaret, pour avoir accepté de prendre part au jury. On les remercie vivement d'avoir accepté la tâche d'évaluer notre mémoire en qualité de rapporteur, en consacrant de leur précieux temps à l'examen, à l'évaluation de notre travail et pour l'intérêt qu'ils ont porté à notre travail. On les remercie aussi pour la patience et la pertinence dont ils ont fait preuve à la lecture de ce document afin de l'expertiser et estimer sa valeur scientifique.

On remercie tout autant Monsieur **ABOSHIGHIBA Hichem**, maître de conférence classe "B" à l'université Ibn Khaldoun de tiaret, pour avoir accepté de prendre part au jury, de le présider et de proclamer le résultat de la délibérations du jury notre soutenance.

Enfin, on tient aussi à remercier l'équipe pédagogique, constituée de l'ensemble des enseignants permanents et vacataires qui ont assurés notre formation durant notre cycle de master, ainsi que l'équipe de formation, constituée du responsable de filière et du responsable de la spécialité qui ont assurés la promotion de la spécialité construction mécanique, sans oublier le staff administratif du département de génie mécanique qui a veillé à l'organisation, la planification, le contrôle et le suivi des activités pédagogiques et à leur tête Monsieur le chef de département.

LISTE DES FIGURES

Chapitre 1 : Frein à disque automobile

Figure 1.1: (a) frein à bande, (b) frein à disque	5
Figure 1.2: fonction globale du système de freinage	5
Figure 1.3: Solution conceptuelle du frein à disque	6
Figure 1.4: Pédale de frein automobile	7
Figure 1.5: Servofrein d'une automobile	7
Figure 1.6: Emplacement du maître-cylindre	8
Figure 1.7: Dessin de composants du maître-cylindre simple	8
Figure 1.8: Maître-cylindre tandem	9
Figure 1.9: Désignation des principaux éléments de frein à disque	10
Figure 1.10: Freinage sans système ABS	11
Figure 1.11: Freinage avec système ABS	11
Figure 1.12: Eléments du système ABS	11
Figure 1.13: Fonctionnement des capteurs de vitesse de rotation	12
Figure 1.14: Capteur passif	12
Figure 1.15: Capteur actif	12
Figure 1.16: Bloc ABS	13
Figure 1.17: Fonctionnement du système ABS	13
Figure 1.18: Groupe hydraulique	13
Figure 1.19: Fonctionnement du groupe hydraulique	14

Chapitre 2 : Etude du contact plaquette-disque

Figure 2.1: Mise en situation du système plaquette-disque	16
Figure 2.2: Zone de contact du système plaquette-disque	20
Figure 2.3: Direction normale et tangentiel pour le problème du contact	21
Figure 2.4: Principe du contact d'Hertz	23
Figure 2.5: Effets du frottement solide	25
Figure 2.6: Efforts exercés sur le disque de frein	26
Figure 2.7: Début du labourage d'une surface tendre par une aspérité dure	26
Figure 2.8: Sillon de labourage et bourrelet frontal	27
Figure 2.9: Loi de Tresca	29
Figure 2.10: Lois de Coulomb	30
Figure 2.11: Loi de Norton-Hoff	30

Figure 2.12: Représentation schématique de l'usure abrasive à deux corps et à trois corps	31
Figure 2.13: Mécanisme de l'abrasion	32
Figure 2.14: Modèle d'usure par abrasion	32
Figure 2.15: Contact de deux corps solides	33
Figure 2.16: Transfert de particules par rupture d'aspérités et agrégation	34
Figure 2.17: Carte d'usure contact acier-acier à sec pour une configuration pion disque, d'après Lim et Ashy	37

Chapitre 3 : Etude de cas et simulation numérique

Figure 3.1 : Caractéristiques géométriques du véhicule	42
Figure 3.2 : Différent types de disques de freins automobile	43
Figure 3.3 : Fiche technique du disque ventilé BREMBO 09.8760.10	44
Figure 3.4 : Fiche technique de la plaquette de frein avant BREMBO P 61 101	45
Figure 3.5 : Modélisation des actions mécaniques exercées sur un véhicule automobile	47
Figure 3.6 : Mouvement décéléré du véhicule sans l'action freinage	48
Figure 3.7 : Mouvement décéléré du véhicule avec l'action freinage	50
Figure 3.8 : Schéma type du véhicule avec dimensions pertinentes	51
Figure 3.9 : Repérage et paramétrage du système disque-plaquette	53
Figure 3.10 : Modèle CAO (a) Disque ; (b) plaquette ; (c) Ensemble Disque-plaquettes	56
Figure 3.11 : Définition du type d'étude	56
Figure 3.12 : Définition du type de contact	57
Figure 3.13 : Déplacement imposée sur le disque	57
Figure 3.14 : Chargement externe	58
Figure 3.15 : Modèle IAO (a) Disque ; (b) plaquette; (c) assemblage disque-plaquette	59
Figure 3.16 : Distribution des contraintes entre plaquette – disque	60
Figure 3.17 : Distribution des déformations statique entre plaquette – disque	60
Figure 3.18 : Distribution du déplacement statique entre plaquette – disque	61
Figure 3.19 : Répartition de la température du disque et plaquette	62
Figure 3.20 : Répartition de flux de chaleur du disque et plaquette	62

LISTE DES TABLEAUX

Chapitre 1 : Frein à disque automobile

Tab.1.1: Les composants du maitre-cylindre simple.....	8
Tab.1.2: Les composants du maitre-cylindre tandem.....	9

Chapitre 2 : Etude du contact disque-plaquettes

Tab.2.1: Modes de contact solide-solide	24
--	----

Chapitre 3 : Etude de cas et simulation numérique

Tab.3.1: Propriétés thermoélastique du disque de frein	45
Tab.3.2: Propriétés thermoélastique de la garniture de frein	46
Tab.3.3: Qualification des actions mécaniques exercées sur le véhicule	47

NOMENCLATURE

Symbole	Désignation	Unité
A	rayon de contact	mm
c_v	Chaleur spécifique à volume constant	
D	Matrice d'élasticité	
E	Module d'élasticité	MPa
E_c	Energie cinétique	
E_p	Energie potentielle	
E_{eq}	Module de Young équivalente	MPa
\vec{F}	Effort tangentielle	
F_N	Effort normal	N
F_T	Effort tangentiel	N
g	Accélération de gravite	m/s^2
H	Dureté	MPa
Hu	Profondeur	mm
K	Coefficient d'usure	
Lg	Distance	mm
m	Masse	kg
\vec{n}	Vecteur normal	
\vec{N}_f	Effort de contact normal	
Q	Flux de chaleur	W
\vec{Q}	Effort normale	
R	Rayon	mm
\vec{R}_f	Résultante des efforts	
r_p	Rayon de pneu	mm
S	Surface	mm^2
T	Température absolue actuelle	
T_0	Température initiale	
\vec{T}_f	Effort de contact tangentiel	
t_n	Contrainte superficielle normale	
t_t	Contrainte superficielle tangentielle	
\vec{u}	champ des vecteurs déplacements	
u_n	Déplacement normal	mm
u_t	Déplacement tangentiel	mm
\vec{u}_t	Glissement	
$\vec{\dot{u}}_t$	Vitesse de glissement	

v	Vitesse	m/s
V	Vitesse du disque	m/s
V_{1-2}	Vitesse initiale par rapport à la surface s	
V_u	Volume usé	m^3
V_w	Vitesse d'usure d'abrasion	m/s
W_i	Concept de travail d'usure	
z	Altitude	m/s^2

Caractères grecs

α	Coefficient de dilatation thermique linéaire	
$\delta\varepsilon$	Déformations virtuelles associées.	
δu	Champ de déplacement virtuel compatible avec les conditions aux limites	
ε	Déformation	
ε_v	Déformation volumique	
θ	Variation de température	
θ	Angle d'incidence	<i>Degré</i>
θ_b	Angle de pente des aspérités lors du frottement par labourage	<i>Degré</i>
λ	Coefficients de LAMÉ	
μ	Coefficients de LAMÉ	
μ_p	Coefficient de frottement de labourage	
ν	Coefficient de Poisson	
ρ	Densité massique	
σ	Contrainte	<i>MPa</i>
σ_{ec}	Contrainte d'écoulement	<i>MPa</i>
Ψ	Indice de plasticité	
ω	Vitesse de rotation	m/s

Opérateurs mathématiques

\overrightarrow{Grad}	Gradient
div	Divergence d'un vecteur
∇	Nabla
∂	Dérivée première partielle

Abréviation

ABS : Système antiblocage
 CAO : Conception assistée par ordinateur
 IAO : Ingénierie assistée par ordinateur

SOMMAIRE

Introduction Générale	2
CHAPITRE 01 : FREIN A DISQUE AUTOMOBILE	
1.1 Introduction.....	4
1.2 Historique.....	4
1.3 Fonction globale.....	5
1.4 Principe du système de freinage automobile	6
1.5 Technologie du frein à disque.....	7
1.5.1 Pédale de frein.....	7
1.5.2 Servofrein d'une automobile	7
1.5.3 Maître-cylindre	8
1.5.3.1 Maître-cylindre simple	8
1.5.3.2 Maître-cylindre tandem	9
1.5.4 Canalisation hydraulique.....	9
1.5.5 Frein à disque	10
1.5.6 Système de freinages ABS.....	11
1.6 Conclusion	14
CHAPITRE 02 : ETUDE DU TRIBO-CONTACT PLAQUETTE SUR DISQUE	
2.1 Introduction.....	16
2.2 Etude contact plaquettes-disque.....	17
2.2.1 Outils mathématiques pour le contact plaquette –disque.....	17
2.2.1.1 Equations d'équilibre.....	18
2.2.1.2 Lois de comportement.....	19
2.2.1.3 Equations de compatibilité.....	20
2.2.2 Contact disque-plaquette.....	20
2.2.2.1 Eléments du contact	20
2.2.2.2 Types de contact.....	21
2.2.2.3 Modes de contact	24
2.3 Frottement plaquette-disque.....	25
2.3.1 Actions mécaniques plaquettes sur disque.....	25
2.3.2 Phénomènes physiques associés	26
2.3.2.1 Phénomènes de labourage	26
2.3.2.2 Déformations plastiques des aspérités	27

2.3.3 Rappel sur les lois de frottement	28
2.3.3.1 Loi de Tresca	29
2.3.3.2 Loi de Coulomb	29
2.3.3.3 Loi de Norton-Hoff	30
2.4 Etude de l'usure plaquette-disque	30
2.4.1 Mode d'usure	30
2.4.1.1 Etude par abrasion.....	31
2.4.1.2 Usure par adhésion.....	33
2.4.1.3 Usure par fatigue	35
2.4.1.4 Usure par érosion	36
2.4.2 Cartes d'usure	36
2.5 Contact thermoélastique plaquette-disque	37
2.5.1 Equations gouvernantes	37
2.5.1.1 Equations d'équilibre	38
2.5.1.2. Relations déformations-déplacements	38
2.5.1.3 Loi de comportement	38
2.5.1.4 Conservation d'énergie	39
2.5.1.5 Flux de chaleur.....	40
2.5.2 Travaux virtuels	40
2.6 Conclusion	41

CHAPITRE 03 : ETUDE DE CAS ET SIMULATION

3.1 Introduction	42
3.2 Description du problème.....	42
3.2.1 Caractéristiques géométriques du véhicule.....	42
3.2.2 Description du disque.....	43
3.2.2.1 Géométrie	44
3.2.2.2 Matériau disque de frein	45
3.2.3 Description de la plaquette	45
3.2.3.1 Géométrie	45
3.2.3.2 Matériau garniture de frein	46
3.3 Calcul préliminaire	46
3.3.1 Etude de la décélération sans freinage	47
3.3.1.1 Bilan des actions mécaniques	47
3.3.1.2 Détermination de la décélération	47

3.3.1. 3 Détermination du temps d'arrêt sans freinage	49
3.3.1.3 Détermination de la distance d'arrêt sans freinage	49
3.3.2 Etude de la décélération avec freinage.....	50
3.3.3 Modélisation du système disque-plaquette	52
3.3.3.1 Effort tangentiel sur le disque	53
3.3.3.2 Effort normale de freinage	53
3.3.3.3 Pression hydraulique	54
3.3.3.4 Flux de chaleur	54
3.4. Simulation numérique	55
3.4.1 Création de la géométrie dans l'environnement CAO	55
3.4.2. Analyse mécanique	56
3.4.2.1 Etude statique	56
3.4.2.2 Résultats et interprétation	59
3.4.2.2.1 Analyse des contraintes	59
3.4.2.2.2 Analyse des déformations	60
3.4.2.2.3 Analyse des déplacements.....	61
3.4.3. Analyse thermique	61
3.4.3.1 Analyse de la température	61
3.4.2.2 Analyse des du flux de chaleur	62
3.5 Conclusion	63
CONCLUSION	65
REFERENCES	67

**INTRODUCTION
GÉNÉRALE**

Avec le développement continu des nouvelles technologies dans le secteur du transport terrestre des biens et des personnes, les véhicules terrestres sont devenus plus puissants et plus rapides donc de plus en plus performants. Dans ce contexte s'est posé et se pose le problème de la sûreté de fonctionnement de ce type de véhicules à travers les notions de fiabilité, maintenabilité, disponibilité et sécurité. Le présent mémoire s'inscrit dans un cadre technologique en relation avec l'industrie automobile et en particulier la notion de sécurité qui inclue la sécurité active et passive.

Pour la sécurité active d'un véhicule automobile, les systèmes de freinage constituent une composante principale qui doit suivre le même rythme de développement technologique que le véhicule lui-même. C'est ainsi que le système de freinage suscite constamment un grand intérêt pour les ingénieurs. Ces derniers sont appelés à mettre en œuvre des techniques numériques complétant les études expérimentales pour pouvoir réaliser une conception optimale qui permet de trouver le meilleur compromis entre les exigences de sécurité et des contraintes technico-économiques tel que le l'efficacité, la fiabilité, le confort, le coût et le délai de fabrication.

Notre travail traite le problème du système de freinage à disque pour un véhicule automobile léger. Il concerne les pièces mécaniques qui sont soumises simultanément à des sollicitations thermiques et mécaniques couplées désignées par des sollicitations thermomécanique qui provoquent leurs déformations et mènent à leur endommagement. C'est le cas du système de freinage qui est fondée sur le phénomène de frottement origine d'échauffement et d'usure pouvant mener à l'endommagement du disque de frein. L'objectif de ce mémoire est de mener une simulation numérique du comportement thermomécanique des disques de frein pour la prédiction de leur tenue en fatigue. Les résultats de la simulation portent sur les champs de température, de contraintes et de déformations.

Le mémoire s'articule autour de trois chapitres. Le premier présente d'une manière générale le système de freinage à disque pour automobile. On y trouve sa fonction, son fonctionnement, ses différents types et sa technologie. Le chapitre deux, expose l'aspect tribo-contact entre solides qui sera appliqué au contact plaquette-disque de frein à travers les notions tel que contact mécanique, frottement sec et usure. Suivi de l'aspect thermoélastique d'un contact mécanique avec source de chaleur. Le chapitre trois, traite une étude de cas avec analyse mécanique et thermique relative au disque de frein à travers une simulation numérique. Puis la présentation et l'interprétation des différents résultats fournies par un logiciel de simulation. Enfin, une conclusion générale présentant une synthèse des résultats obtenus et des perspectives dans le domaine du contact sec glissant.

Chapitre 01

FREIN A DISQUE AUTOMOBILE

1.1 INTRODUCTION

Le système de freinage étant une composante principale de la sécurité active dans un véhicule automobile, il suscite constamment un grand intérêt et reste toujours un sujet d'études et de développement de la part des ingénieurs automobile. Dans ce chapitre, on s'intéressera principalement au système de freinage à disque pour véhicules automobiles légers, par la présentation de cinq points tel que: historique du système de freinage automobile, fonction globale et rôle d'un frein automobile, principe du freinage automobile et technologie du frein à disque. Ce dernier point sera abordé en parcourant le système de freinage en partant de la pédale de frein, le servofrein, le maître-cylindre, la canalisation hydraulique, étriers, plaquettes et disque de frein.

1.2 HISTORIQUE

Les premiers systèmes de freinage étaient une association entre un levier et un bloc de bois. Ce système a été utilisé pour les voitures avec des roues cerclées d'acier (**Figure 1.1a**). Le conducteur avait à tirer sur un levier qui faisait appuyer un bloc de bois contre les roues, ce qui ralentissait le véhicule. Ce système a été efficace et a bien fonctionné, mais était plus réalisable lorsque le pneu en caoutchouc a été introduit.

- **1902** : Premier frein à disque automobile de type étrier breveté par Frederick William Lanchester dans son usine de Birmingham (**Figure 1.1b**). Ce type de frein a été utilisé avec succès sur les voitures Lanchester. A cette époque le cuivre a été utilisé comme moyen de freinage agissant sur un disque en fonte. Cependant, le mauvais état des routes à cette époque, des pistes poussiéreuses et rugueuses, entraînait une usure rapide du cuivre rendant le système impraticable [1].
- **1953** : Le constructeur automobile britannique Jaguar développe un système de freinage à disque suffisamment performant pour être monté sur la Jaguar Type-C. A l'époque, il s'agissait là d'une avancée technologique [2].
- **1955** : Le constructeur automobile français Citroën était le premier à proposer des freins à disque de série à l'avant de la Citroën DS. Cinq années plus tard, Renault relève le défi de monter pour la première fois quatre freins à disque sur la Renault Dauphine [2].
- **1984** : Le constructeur automobile britannique de formule 1 McLaren était à l'origine de l'utilisation des disques en fibre de carbone sur la monoplace MP4/2 de Formule 1. L'utilisation de ce matériau permet une plus grande efficacité par rapport à l'acier car ils peuvent fonctionner à plus haute température et ainsi réduire les distances de freinage à hauteur de 40 % [2].
- **2003** : Le constructeur automobile allemand Mercedes-Benz innove en proposant des disques de frein renforcés de fibres de céramique sur le modèle de la Mercedes SLR [3].

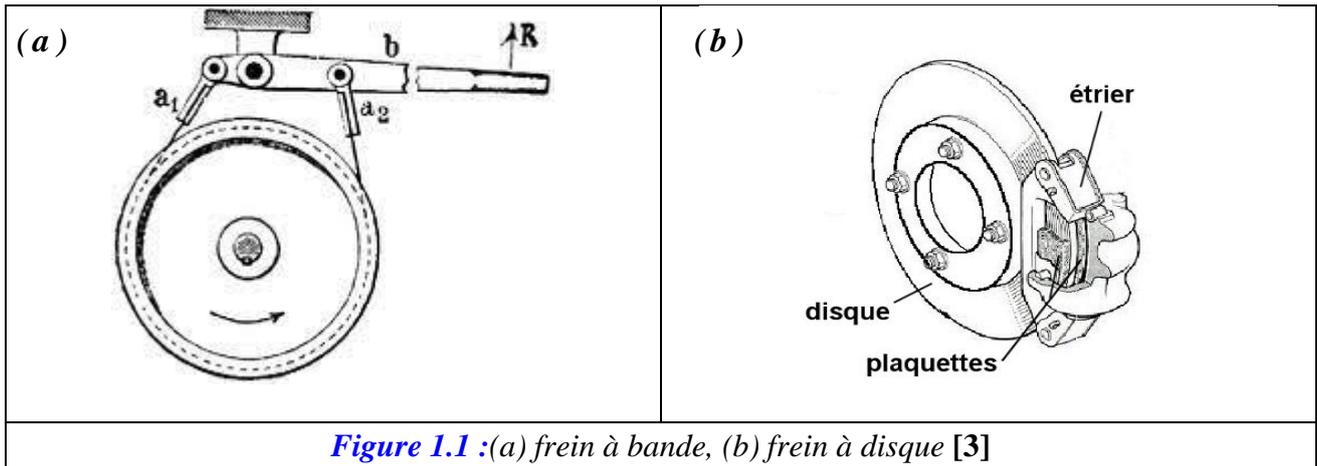


Figure 1.1 : (a) frein à bande, (b) frein à disque [3]

1.3 FONCTION GLOBALE

Dans cette section on s'intéresse aux freins à friction, très répandus dans l'industrie automobile, et qui sont les seuls à permettre à la fois le ralentissement et le maintien à vitesse constante d'un véhicule automobile. Ainsi, le système de freinage automobile a pour fonction globale de ralentir, arrêter et immobilise le véhicule dans les conditions d'efficacité, de stabilité, de progressivité et de confort et cela en fonction des conditions de trafic (Figure 1.2).

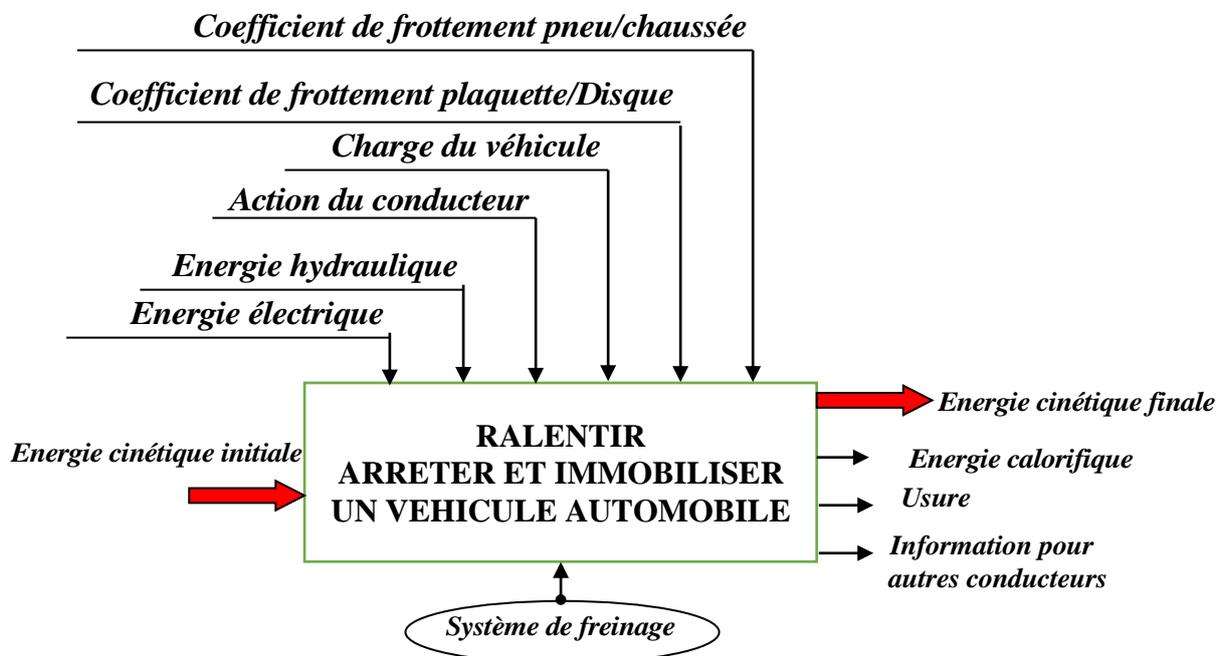


Figure 1.2 : fonction globale du système de freinage.

1.4 PRINCIPE DU SYSTEME DE FREINAGE AUTOMOBILE

Le principe du freinage par disque consiste à convertir l'énergie cinétique initiale du véhicule en énergie calorifique en utilisant le phénomène du frottement sec. Pour ce faire, un système de friction devra être placé au niveau de chaque roue du véhicule afin de générer des actions mécaniques passives qui annuleront progressivement les actions mécaniques actives qui faisaient déplacer le véhicule avant freinage.

La solution conceptuelle dans ce cas, consiste à faire pincer un disque fait en (acier, fonte, fibre de carbone, fibre de céramique) et monté sur le moyeu de la roue, par des patins munis d'une garniture faite en matériau de friction et qui viennent frotter de chaque côté du disque (Figure 1.3).

L'effort ainsi généré provoque le serrage puis le frottement des garnitures de friction sur le disque. La force de frottement entre les garnitures et le disque crée le couple de freinage mais aussi de la chaleur, qui doit être évacuée le plus rapidement possible pour éviter une déformation. Ainsi, le véhicule ralentit plus ou moins, en fonction de la pression exercée sur les patins.

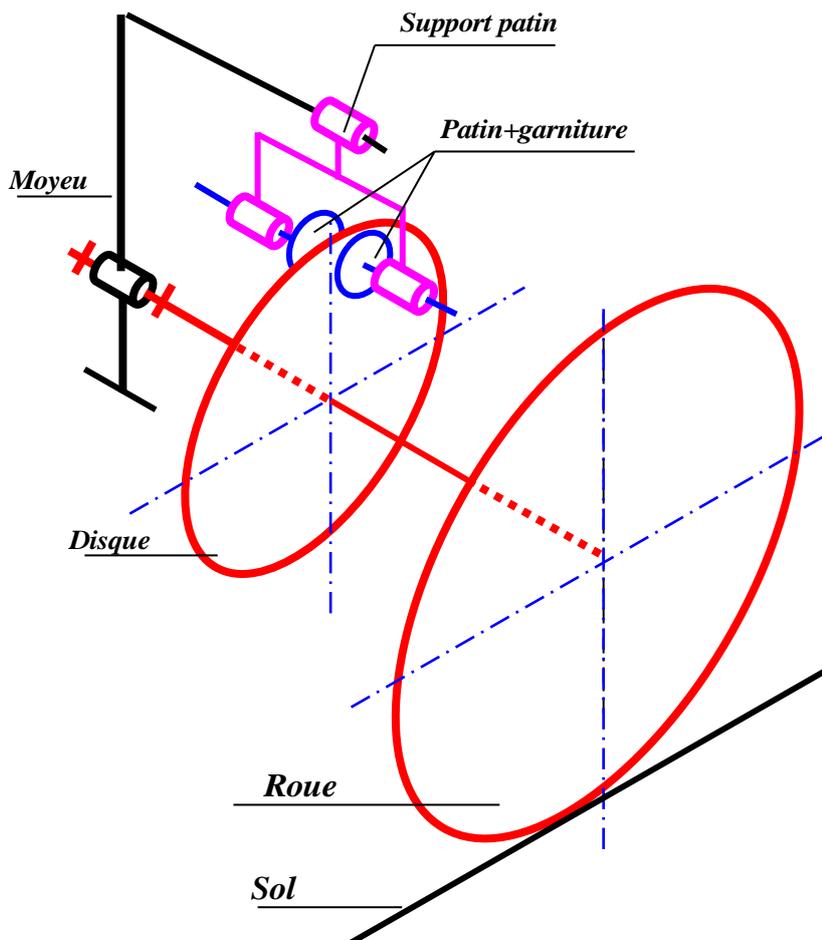


Figure 1.3 : Solution conceptuelle du frein à disque

1.5 TECHNOLOGIE DU FREIN À DISQUE

Un système de freinage pour automobile (**Figure 1.4**), est généralement une installation pluriethnique, pluritechnologique pluriénergétiques à dominante hydraulique composée des éléments suivants :

- Organes récepteurs : Pédale de frein
- Organes intermédiaires : servofrein, maitre-cylindre, canalisation hydraulique, étrier, disques tambours.
- Organes effecteurs : plaquettes de frein, segments (mâchoires)

1.5.1 Pédale de frein

La pédale de frein est un organe effecteur qui transmet l'effort disponible au niveau du pied du conducteur au servofrein (**Figure 1.4**). Lorsque le conducteur appuie sur la pédale, le liquide de frein est mis sous pression qui agit sur l'étrier ce dernier applique les plaquettes sur le disque de frein. [4]



Figure 1.4 : Pédale de frein automobile

1.5.2 Le servofrein d'une automobile [4]

Le servofrein fait partie des éléments principaux constituant le système de freinage avec le maître-cylindre, la plaquette à disque, la conduite hydraulique ou encore le cylindre de roue (**Figure 1.5**). Ce dispositif majeur est directement commandé par la pédale de frein, ce qui a pour effet de découpler l'action de freinage.

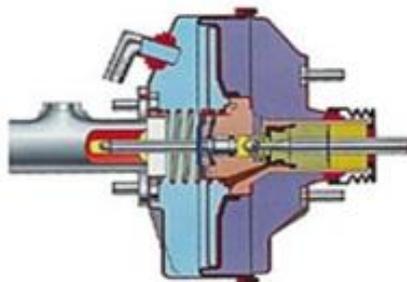


Figure 1.5 : Servofrein d'une automobile

1.5.3 Le maitre-cylindre [5]

Appelé aussi ‘Pompe de commande’, est alimentée par un réservoir séparé, et attaché directement par une tige qui est elle-même fixée sur la pédale.

Mise en situation :

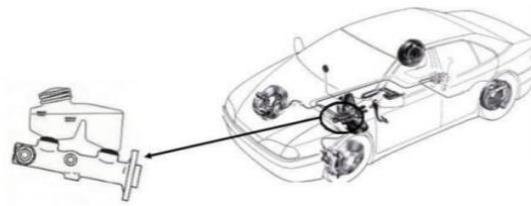


Figure 1.6 : Emplacement du maître-cylindre [6]

Il reçoit la force issue du master-vac et la transforme en pression hydraulique dans tout le circuit. Cette montée en pression est progressive car elle dépend de l’effort du conducteur sur la pédale. Il commande les récepteurs (étrier ou cylindre de roue) [6].

On distingue deux types de maître-cylindre :

1.5.3.1 Maître-cylindre simple [6]

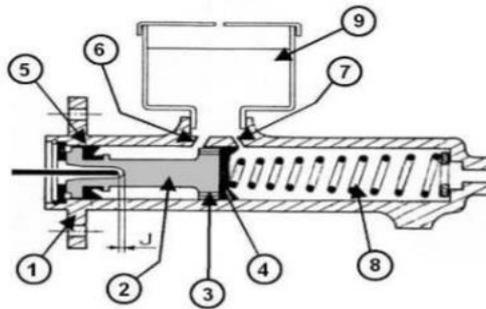


Figure1.7 : Dessin de composants du maître-cylindre simple

Tab.1.1 : Les composants du maître-cylindre simple

Repère	Désignation
1	Corps
2	Piston
3	Trou de compensation
4	Coupelle primaire
5	Coupelle secondaire
6	Trou d'alimentation
7	Trou de dilatation
8	Ressort
9	Réservoir

1.5.3.2 Maître-cylindre tandem [5]

Ce maître-cylindre est fait pour une installation doublée, qui garantit la sécurité du freinage.

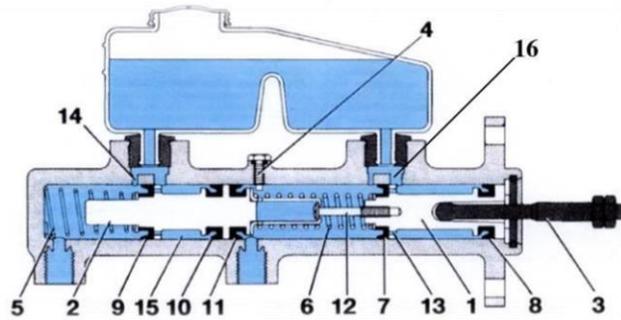


Figure 1.8 : Maître-cylindre tandem [6]

Tab.1.2 : Les composants du maître-cylindre tandem [6]

Repère	Désignation	Repère	Désignation
1	Piston primaire	9	Coupelle primaire
2	Piston secondaire	10	Coupelle secondaire
3	Tige de poussée	11	Coupelle d'étanchéité
4	Vis de butée	12	Vis de commande
5	Vis de butée	13	Trou de compensation
6	Ressort précontraint	14	Trou de dilatation
7	Coupelle primaire	15	Chambre de réalimentation
8	Coupelle secondaire	16	Trou d'alimentation

1.5.4 Canalisation hydraulique [5]

Cette commande de freinage est connue sous le nom « Lockheed » la notion d'hydraulique fait l'objet de ce frein. En particulier le frein à commande hydraulique s'effectue à l'aide d'une colonne de liquide « Huile de frein incompressible »

Cette commande hydraulique comprend :

- Un réservoir de liquide en charge sous une pression atmosphérique.
- Un maître-cylindre fournie par le conducteur en une pression hydraulique.
- Cylindres-récepteurs placés sur les roues des deux essieux, qui transforment cette pression hydraulique en une force capable d'actionner les mâchoires et plaquettes.
- Un réseau de canalisations souples ou rigides, qui actionnent la pression hydraulique aux différents cylindres-récepteurs des roues.

1.5.5 Frein à disque [7]

Le frein à disque est un système de freinage performant pour les véhicules munis de roues en contact avec le sol : automobile, avion, train, etc. et pour diverses machines. Ce système transforme l'énergie cinétique du véhicule en chaleur.

Un frein à disque est composé des éléments suivants :

- **Un disque** généralement en fonte lié à la roue par l'intermédiaire du moyeu et qui lui est intérieur ;
- **Deux plaquettes** de part et d'autre du disque, composées chacune d'une garniture en matériau composite collée ou rivetée sur un support métallique ;
- **Un étrier en acier**, solidaire de l'essieu (par l'intermédiaire du pivot par exemple), qui supporte les plaquettes ; en forme de chape, il recouvre un secteur du disque ;
- **Un piston hydraulique** dans le cas d'un étrier flottant ou coulissant ou deux pistons dans le cas d'un étrier fixe posés contre les supports des plaquettes.

Les disques sont des composants soumis à de fortes températures. De manière générale, on trouve sur les véhicules de série des disques pleins. Afin d'augmenter l'échange thermique entre le disque et l'air environnant, on peut utiliser des disques ventilés. En diminuant ainsi la température, on garantit un meilleur frottement des garnitures sur les disques.

Si les systèmes de frein à disque sont utilisés dans tous les domaines du transport (automobile, ferroviaire et aéronautique), les caractéristiques techniques dépendent des exigences de freinage ce qui donne des technologies différentes.

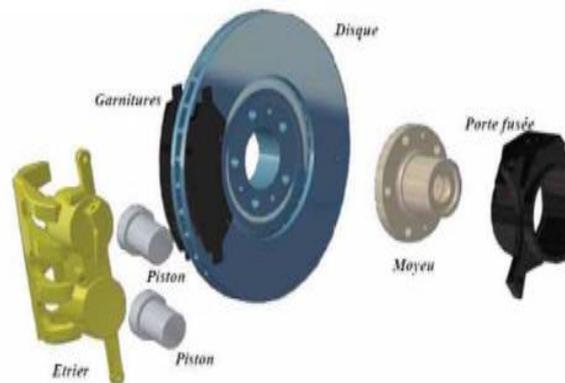


Figure 1.9: Désignation des principaux éléments.

Les disques sont des composants soumis à de fortes températures. De manière générale, on trouve sur les véhicules de série des disques pleins. Afin d'augmenter l'échange thermique entre le disque et l'air environnant, on peut utiliser des disques ventilés. En diminuant ainsi la température, on garantit un meilleur frottement des garnitures sur les disques.

1.5.6 Système de freinages ABS [4]

Lors d'un freinage d'urgence une forte pression est appliquée sur la pédale de frein qui engendre un blocage des roues. Le blocage des roues entraîne une perte de stabilité et du contrôle du véhicule lorsque le glissement est à 100% les roues se bloquent et le véhicule perd en adhérence.

(Figure 1.10)

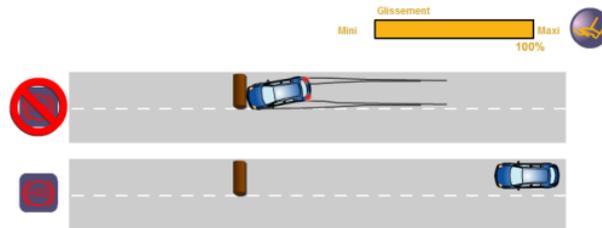


Figure 1.10 : Freinage sans système ABS

Le rôle du système ABS est d'empêcher le blocage des roues lors d'un freinage d'urgence. Un glissement ne dépassant pas 20% permet de contrôler le véhicule.

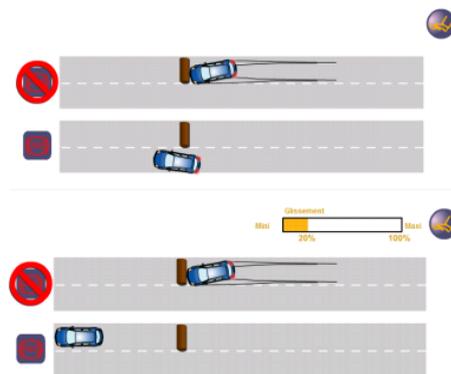


Figure 1.11 : Freinage avec système ABS

Le système d'ABS est constitué d'éléments suivants.

- Capteur de vitesse de rotation
- Cible magnétique
- Bloc ABS

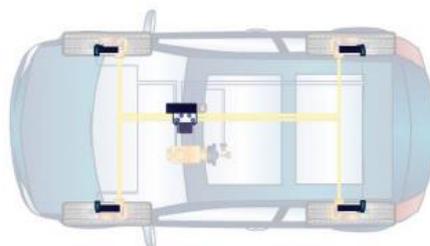


Figure 1.12 : Eléments du système ABS

1. Les capteurs de vitesse

Les capteurs mesurent la vitesse de rotation des roues qui transmet au calculateur ABS, une chute rapide de vitesse indique la tendance au blocage d'une roue. il y a deux type de capteurs (Figure 1.13)

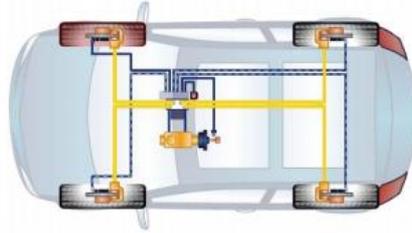


Figure 1.13 : Fonctionnement des capteurs de vitesse de rotation

- **Capteur passif** : ou inductif, ou est placé devant une cible dentée ou phonique (Figure 1.14)

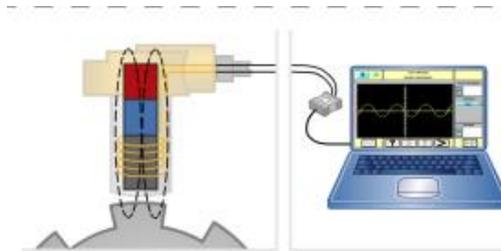


Figure 1.14 : Capteur passif

- **capteurs actif** : alimenté par le calculateur, il mesure des vitesses d'a zéro et placé devant une cible magnétique qui se présente d'une succession de pôles nord et sud, l'alternance des pôles fait varier le signal qui se présente sous la forme d'un puissant signal carré de fréquence variable (Figure 1.15)



Figure 1.15 : Capteur actif

2. Le bloc ABS

Il est constitué d'un calculateur d'un bloque hydraulique et d'un moteur entrainant une pompe (Figure 1.16)



Figure 1.16 : Le bloc ABS

Le calculateur reçoit des informations en provenance de chaque capteur de roue et dès qu'une roue tente à se bloquer le calculateur commande des électrovannes et la pompe hydraulique (**Figure 1.17**)

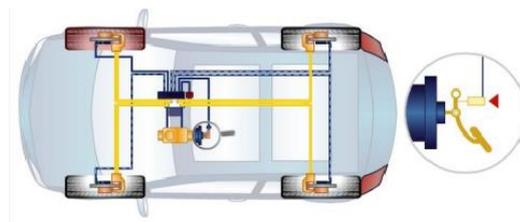


Figure 1.17 : Fonctionnement du système ABS

3. Groupe hydraulique

Il est composé d'une pompe hydraulique qui empêche la pédale de s'enfoncée lors de la régulation ABS, des accumulateurs de pression, des électrovannes qui permettent de réglés la pression de freinage de chaque roue qui possède une électrovanne d'admission et une électrovanne d'échappement (**Figure 1.18**)



Figure 1.18 : Groupe hydraulique

La présence de la régulation ABS sur les roues arrière élimine le besoin d'un compensateur de freinage, la répartition électronique des forces et un facteur supplémentaire géré par le calculateur qui module la pression sur les roues arrière. (**Figure 1.19**)

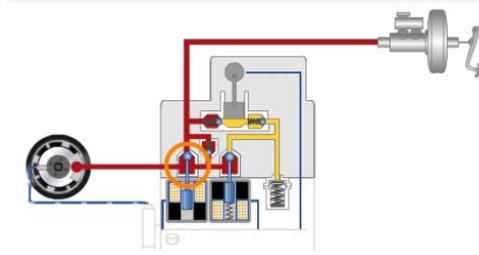


Figure 1.19 : Fonctionnement du groupe hydraulique

1.6 Conclusion

Dans ce chapitre, nous nous sommes attachés à présenter le système de freinage à disque pour un véhicule automobile léger. Dans un premier temps, nous avons présenté un bref historique du frein à disque, et puis en est passé à la fonction globale, en suite le principe de freinage, après nous avons cités la technologie du frein à disque à savoir la pédale de frein, servofrein, maître-cylindre, canalisation hydraulique et à la fin le frein à disque.

Chapitre 02

**ETUDE DU TRIBO-CONTACT PLAQUETTE SUR
DISQUE**

2.1 INTRODUCTION

Pour un frein à disque, la principale solution pour assurer le freinage du véhicule est de réaliser et maintenir un contact direct entre les plaquettes (solides fixes) et le disque de frein (solide en rotation continue autour d'un axe fixe). La réalisation et le maintien en équilibre du contact aux interfaces plaquettes/Disque s'effectue à travers l'application sur les plaquettes d'un effort \vec{Q} ayant pour origine l'action d'un fluide (huile, air) ou l'action d'un champ électromagnétique (figure 2.1).

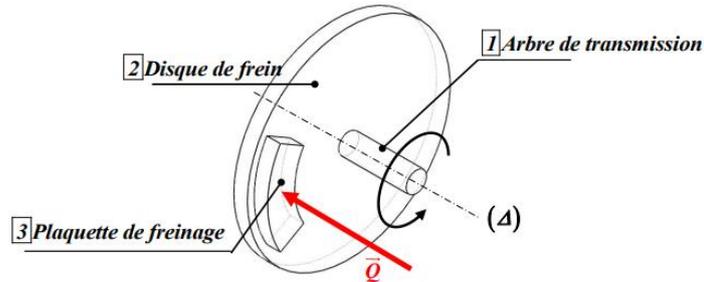


Figure 2.1: Mise en situation du système plaquette-disque.

Une fois que le contact direct est assuré entre plaquettes et le disque de frein, les problèmes critiques qui surgissent lors du freinage sont :

- **Problème 1 :** les contraintes et les déformations (superficielles et de profondeurs) générées dans les matériaux en contact,
- **Problème 2 :** Le frottement au glissement aux interfaces plaquettes/Disque,
- **Problème 3 :** L'usure des matériaux en contact.
- **Problème 4 :** Le transfert thermique associé à la notion de source de chaleur mobile.

En plus, l'ensemble de ces problèmes peut être assujéti à trois formes de non-linéarités [8] :

1. Les non-linéarités de type comportement qui portent sur la loi de comportement du matériau : plasticité, endommagement, . . .

2. Les non-linéarités de type géométrique qui sont prises en compte dans le cas de grandes déformation ou de grand déplacement (lorsque la configuration déformée ne peut plus être confondue avec la configuration non-déformée).

3. Les non-linéarités de type contact associées au fait que dans un contact parfait entre deux solides du décollement ou du glissement peut apparaître. Elles se séparent en deux catégories:

- les non-linéarités de contact unilatéral
- les non-linéarités de frottement.

Les non-linéarités de type contact sont parmi les plus difficiles à traiter car elles mettent en jeux des changements brusques de comportement (au passage contact-décollement et au passage adhérence-glissement).

Dans la pratique, la connaissance du contact plaquette / disque est habituellement sue à travers l'expérience et l'observation. Cependant, l'observation ou la mesure directe est souvent impossible, à

cause du caractère caché des surfaces de contact. Suite à cela, seuls les effets moyens et les comportements généraux peuvent être obtenus expérimentalement. A ce propos, le seul paramètre mesuré est le coefficient de frottement, à partir duquel on peut dégager une vue globale sur le fait que sous quelles conditions données, les surfaces en contact vont être relativement soit en état de frottement par d'adhérence ou de frottement par glissement ou de frottement par roulement.

En plus, les difficultés du problème de contact plaquette / disque sont amplifiées par le fait que le comportement du contact est influencé par les matériaux constituant les deux surfaces en contact, leurs textures, leurs états de surface, leurs topologies locales, le taux, l'intensité et la direction du chargement. Pour toutes ces raisons, le phénomène de frottement plaquette / disque fait l'objet d'intenses recherches expérimentales, analytiques et numériques et l'analyse des contraintes dans les problèmes de contact solide-solide représente le centre d'intérêt majeur.

Pour la modélisation numérique des problèmes de contacts, elle requière une attention spéciale du fait que la zone de contact entre les solides en contact est habituellement inconnue d'avance, et si le phénomène de frottement est présent, le comportement peut dépendre de l'historique du chargement. Ainsi, la solution adéquate pour de tels problèmes doit être déterminée par une procédure itérative et/ou incrémentale [9].

Le contact mécanique est le problème de mécanique des solides qui présente les non-linéarités les plus difficiles à prendre en compte. La bonne résolution numérique de ce problème est fortement perturbée par la non-linéarité et la non-différentiable des équations régissant le contact mécanique frottant (collement-décollement et amorces du glissement). Encore aujourd'hui, il n'existe pas de méthode permettant de résoudre le problème de contact frottant de manière universelle [10].

Dans ce qui suit seront présentés dans l'ordre ces quatre types de problèmes à travers la mécanique de contact, la théorie de l'élasticité et la thermoélasticité.

2.2 ETUDE DU CONTACT PLAQUETTE / DISQUE

2.2.1 Outils mathématiques pour le contact plaquette –disque

Le problème du contact plaquette –disque est abordé par l'une des branches de la mécanique des milieux continus à savoir la mécanique des solides déformables. Cette dernière traite le comportement mécanique des matériaux solides, en particulier leurs mouvements et leurs déformations sous l'action de forces, de changements de température, de changements de phase ou d'autres actions externes ou internes. Pour résoudre ce type de problème, il convient de déterminer le champ de contrainte et le champ de déformation du solide. Ainsi, les outils mathématiques nécessaires sont : *équations d'équilibre, lois de comportement et équation de compatibilité*

2.2.1.1 Equations d'équilibre

Ce type d'équations relie les contraintes internes du solide aux charges exercées. Dans la théorie de l'élasticité, le problème fondamental à résoudre c'est la détermination du champ des contraintes. Que l'on s'intéresse aux problèmes dynamiques ou aux problèmes quasi-statiques, les méthodes qui permettent de déterminer le champ de contrainte sont :

- La méthode des déplacements → Equation de **NAVIER**.
- La méthode des forces → Equation de **BELTRAMI**.

1° Méthode des déplacements

Pour résoudre un problème d'élasticité par la méthode des déplacements, les inconnues à chercher sont les composantes du vecteur déplacement $\vec{u}(M, t)$ ou bien $\vec{u}(x, y, z, t)$. En considérant un champ cinématiquement admissible et compatible avec les liaisons, le champ \vec{u} cherché doit être la solution de l'équation d'équilibre qui prend la forme particulière de l'équation de **NAVIER**:

- **L'astrostatique :**

$$(\lambda + 2\mu) \overrightarrow{\text{grad}} [\text{div}(\vec{u})] - \mu \cdot \overrightarrow{\text{Rot}} [\overrightarrow{\text{Rot}}(\vec{u})] + \vec{f} = \vec{0} \quad (2.1)$$

- **Elastodynamique :**

$$(\lambda + 2\mu) \overrightarrow{\text{grad}} [\text{div}(\vec{u})] - \mu \cdot \overrightarrow{\text{Rot}} [\overrightarrow{\text{Rot}}(\vec{u})] + \vec{f} = \rho \frac{\partial^2 \vec{u}}{\partial t^2} \quad (2.2)$$

Avec :

- \vec{u} : champ des vecteurs déplacements
- μ et λ : coefficients de **LAMÉ**

2° Méthode des forces

Pour résoudre un problème d'élasticité par la méthode des forces, les inconnues à chercher sont les composantes du tenseur de contraintes $\sigma_{ij}(x, y, z, t)$. En considérant un champ de contrainte statiquement admissible qui vérifie :

- L'équation $f + \sum_{j=1}^3 \frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x_j} = 0$ dans le volume du domaine
- L'équation $\sum_{j=1}^3 \sigma_{ij} \cdot n_j = F_i$ sur la frontière du domaine

Ce champ correspond au champ de contrainte réel si les équations de compatibilité sont vérifiées, à savoir l'équation de **BELTRAMI** :

$$\overrightarrow{\text{grad}} (\text{div} [\varepsilon]) + \overrightarrow{\text{grad}} (\text{div} [\sigma]) - \Delta \sigma - \frac{1}{1+\nu} \overrightarrow{\text{grad}} \left[\overrightarrow{\text{grad}} (I_G) + \frac{\nu}{1+\nu} [1] \right] = 0 \quad (2.3)$$

2.2.1.2 Lois de comportement

Ce type d'équations relie les contraintes aux déformations, et dans les quelles d'autres grandeurs telles que la température, la vitesse de déformation, les déformations plastiques accumulées, les variables d'érouissage, etc. peuvent aussi intervenir. En ce qui concerne les lois de comportement, les solides déformables diffèrent les uns des autres. Ainsi, selon la loi de comportement qui relie les grandeurs mécaniques et thermodynamiques pertinentes du solide, on distingue les comportements suivants :

a. Comportement élastique :

Il se produit lorsqu'un solide qui se déforme augmente son énergie interne (l'énergie potentielle élastique) sans produire de transformations thermodynamiques irréversibles. La caractéristique la plus importante du comportement élastique est qu'il est réversible : si les forces qui provoquent la déformation cessent, le solide, tel un ressort, revient à l'état initial avant l'application des charges.

On distingue plusieurs sous-types de comportement élastique :

- **Comportement élastique linéaire isotrope** : Il concerne la plupart des métaux non déformés à froid et qui sont soumis à de petites déformations.
- **Comportement élastique linéaire non isotrope** : Il concerne les matériaux composites qui ont un comportement qui dépend de l'orientation des fibres.
- **Comportement élastiques non linéaires** : Il concerne les élastomères comme le caoutchouc, ou du béton pour de petites forces de compression, qui reviennent à leur position initiale (hors endommagement) mais dont les contraintes ne sont pas strictement proportionnelles aux déformations.

b. Comportement élasto-plastique :

On parle de comportement élasto-plastique quand on atteint le domaine plastique. Dans cette situation il y a irréversibilité ; même si les forces sous lesquelles les déformations plastiques se sont produites cessent, le solide ne revient pas exactement à l'état thermodynamique et de déformation qu'il avait avant l'application de celui-ci. On distingue :

- **Comportement plastique pur** : On parle de comportement plastique lorsque le matériau s'allonge (on parle d'écoulement plastique) librement à partir d'un certain niveau de contrainte ;
- **Comportement plastique avec érouissage** : il a lieu lorsqu'on a des contraintes qui augmentent avec la déformation plastique. Dans ce cas, il est donc nécessaire d'augmenter la tension pour poursuivre l'écoulement plastique.

c. Comportement visqueux

On parle de comportement visqueux lorsque la vitesse de déformation intervient dans la loi de comportement. Dans cette situation, les contraintes augmentent avec la vitesse de déformation. On distingue :

- **Comportement viscoélastique :** dans ce type de comportement, déformations élastiques sont réversibles. Pour des taux de déformation arbitrairement faibles, ce modèle tend vers un modèle de comportement élastique.
- **Comportement viscoplastique :** dans ce type de comportement, on assiste à la fois à une augmentation des contraintes en fonction du taux de déformation du fait de la viscosité et à l'apparition éventuelle de déformations plastiques irréversibles.

2.2.1.3 Equations de compatibilité

Ce type d'équation sert à restituer les déplacements en fonction des déformations et des conditions aux limites. Les composantes du champ de déplacement sont exprimées à l'aide des trois autres différentielles totales exactes :

$$du_j = (\varepsilon_{ij} + \omega_{ij})dx_j \tag{2.4}$$

Avec :

$$\begin{cases} \varepsilon_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) & \text{(a)} \\ \omega_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) & \text{(b)} \end{cases} \tag{2.5}$$

2.2.2 Contact plaquette disque

2.2.2.1 Eléments du contact

En considérant le système matériel constitué du disque 1 et plaquette 2, on définit les éléments de contact suivants (Tableau 2.1).

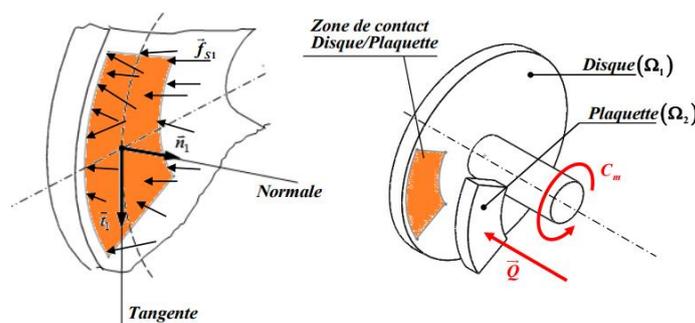


Figure 2.2: Zone de contact du système plaquette-disque

Les deux solides étant initialement en contact (figure 2.3), les deux normales coïncident

$$(n_1 = -n_2)$$

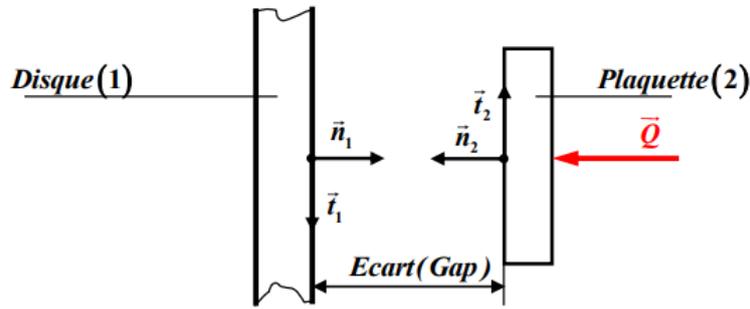


Figure 2.3: Direction normale et tangentielle pour le problème du contact

Pour simplifier le raisonnement, on considère seulement la normale $\vec{n} = \vec{n}_1$. Relativement à ces normales, on note les:

$$\text{Efforts normaux : } F_{N,1} = \vec{n} \cdot \vec{\sigma}_1 \cdot \vec{n}_1 \quad F_{N,2} = \vec{n} \cdot \vec{\sigma}_2 \cdot \vec{n}_2 \quad (2.6)$$

$$\text{Efforts tangentiels : } F_{T,1} = \vec{\sigma}_1 \cdot \vec{n}_1 - F_{N,1} \vec{n} \quad F_{T,2} = \vec{\sigma}_2 \cdot \vec{n}_2 - F_{N,2} \vec{n} \quad (2.7)$$

- Les relations d'interaction suivant la direction normale sont associées au problème de contact unilatéral.
- Les relations d'interaction suivant la direction tangentielle sont associées au problème de frottement.

2.2.2.2. Types de contact [11]

1° Contact sans frottement

Un contact sans frottement est un contact considéré comme parfait ou idéal. À titre d'exemple, le contact entre deux pièces mécaniques lisses et bien lubrifiées peut être généralement, modélisé comme étant un contact sans frottement. Dans une situation de contact sans frottement, les solides en contact peuvent glisser l'un sur l'autre sans aucune résistance tangentielle, c'est-à-dire sans aucune contrainte tangentielle développée parallèlement à l'interface ou au plan de contact). Ainsi, sous l'action d'un chargement extérieur, seule les contraintes normale de compression sont générées et se développent au niveau de l'interface de contact. L'équilibre des solides en contact est maintenu par le transfert des contraintes normales de compression à travers l'interface de contact. En même temps, l'énergie de déformation est équilibrée par le processus de déformation qui se déroule partout dans les deux solides sans aucune incompatibilité géométrique (C'est-à-dire, les solides se séparent et ne s'interpénètrent pas). Les contraintes tangentielles étant nulles, la continuité du phénomène de

traction est préservée dans la zone de contact. En élasticité linéaire, les problèmes du contact sans frottement sont linéaire est dépendent de l'historique du chargement.

2° Contact avec frottement

Un contact avec frottement est un phénomène physique rencontré dans les problèmes de contact réels. Le frottement étant pris en considération, le problème de contact devient plus compliqué et les effets de friction sont caractérisés par le comportement du contact à l'intérieur de la zone de contact. La relation entre les composantes tangentielles et normales impose un comportement non linéaire entre le mouvement de glissement des faces en contact et le chargement extérieur. Dans le cas d'un contact avec frottement, le contact peut être soit un frottement à l'adhérence soit un frottement au glissement.

3° Contact Conforme

Un contact entre deux solides est dit conforme, si en état d'absence de tout chargement extérieur, les surfaces en contact s'ajustent exactement. L'une des caractéristiques d'un problème de contact conforme est que la taille des zones en contact est indépendante du chargement. Pour cette raison, l'historique du chargement n'est pas important dans cette catégorie de problème.

4°. Contact Non-conforme

Un contact entre deux solides est dit non-conforme si en état d'absence de tout chargement extérieur, les surfaces en contact ne s'ajustent pas exactement et se touchent seulement en un point (cas du contact sphère sur plan) ou une ligne (cas du contact cylindre sur plan). D'une manière générale, tout contact entre solides ayant des zones de contact de profils différents est considéré comme contact non-conforme. Ce type de contact est caractérisé essentiellement par le fait que la taille de la zone de contact initiale, change lorsque les solides en contact sont sollicités à un chargement externe. Le des zones de contact, dépend de plusieurs facteurs tel que leurs profils initiaux, propriétés des matériaux, l'intensité et la direction du chargement appliqué, etc... Le problème peut se compliquer de telle manière que n'importe quel facteur parmi ceux mentionnés ci avant, peut avoir une profonde influence sur le comportement de l'interaction une fois le contact établi. A cet effet, pour pouvoir calculer la déformation globale des solides, une théorie est requise afin de prédire l'évolution de la zone de contact en fonction de ce qui suit:

- *La variation de l'intensité et de la direction du chargement extérieur,*
- *L'amplitude et la distribution des surfaces qui se trouvent sous sollicitées aux contraintes*
- *Les contraintes tangentielles et normales transmises à travers l'interface de contact.*

5°. Contact Hertzien

Les questions relatives à la distribution des pressions de contact, zones de contact et les déformations entre deux solides de révolution parfaitement lisses mis en contact, avaient été complètement étudié par [Hertz 1882]. Sa théorie a été expliquée en considérant deux solides ayant comme rayons R_1 et R_2 et ramenés en contact non-conforme sur une zone de contact infinitésimale (Figure 2.4) Les modules d'élasticité et les coefficients de poisson sont respectivement E_1, ν_1 et E_2, ν_2

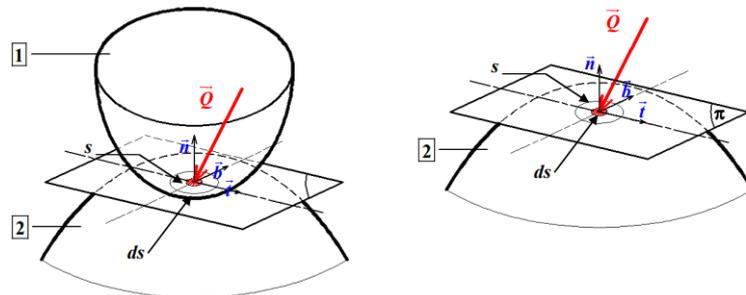


Figure 2.4: Principe du contact d'Hertz

6° Contact Non-Hertzien

La théorie d'Hertz est évidemment un modèle idéalisé qui ne couvre qu'un très petit nombre de problèmes de contact. Les problèmes pratiques violeront inévitablement tout ou partie des hypothèses énoncées dans la théorie de Hertz ; en tant que tels, ils sont appelés "contact non hertzien". À titre d'approximation, il existe des cas dans lesquels la théorie de Hertz peut être utilisée pour résoudre un problème non hertzien ; par exemple, des problèmes de contact élastique non conforme avec un très faible coefficient de frottement. De nombreux problèmes de contact non hertziens ne permettent pas de solutions analytiques sous forme fermée. Ceci est particulièrement vrai dans le cas de contacts conformes où la zone de contact potentielle initiale ne peut pas être décrite par une simple expression quadratique. Les problèmes de contact conforme ont tendance à avoir un profil discontinu au bord de la région de contact ; ainsi en général, une concentration de contraintes élevée (voire infinie) serait attendue au bord. Par exemple, un poinçon plat rigide sur une fondation élastique plate conduira à une violation de l'approximation du demi-espace.

7° Contact avec retrait

La plupart des solides non conformes se touchent initialement en un point ou le long d'une ligne et la zone de contact augmente avec l'augmentation de la charge. D'autre part, des contacts presque conformes, qui se touchent initialement sur une zone appréciable lorsqu'ils sont chargés, peuvent se déformer de telle sorte que la zone de contact diminue. Par exemple, une goupille

parfaitement ajustée dans un trou touchera initialement toute sa circonférence mais, lorsqu'elle est chargée perpendiculairement à son axe, un espace apparaîtra entre la goupille et le trou du côté non chargé. Cette zone de contact de réduction avec une charge croissante est connue sous le nom de contact de recul.

8° Contact avec roulement

Dans la pratique, le contact peut exister sous de nombreuses formes différentes en plus de celles mentionnées ci-dessus. Les solides qui sont en contact peuvent être accompagnés d'un mouvement de roulement tel le cas du mouvement du déplacement d'un chariot dont les roues métalliques roulent sur un rail. Le phénomène des caractéristiques de contact entre une roue et le rail détermine non seulement la qualité de conduite du chariot, mais affecte également le taux d'endommagement de la roue et du rail en raison du frottement et du glissement. Le frottement de Coulomb est en défaut ; comme il n'y a pas d'alternatives universellement applicables, il est donc proposé qu'une certaine variante de la loi de Coulomb doive être employée. D'autres difficultés associées au contact de roulement sont les effets dynamiques et quasi-statiques. Les problèmes de cette catégorie peuvent être très compliqués et variés et ils sortent du cadre du présent travail.

2.2.2.3. Modes de contact

La région dans laquelle les frontières deux solides devraient entrer en contact est appelée «zone de contact potentiel». La taille de cette zone dépend du problème concerné puisqu'elle est dictée par la géométrie des solides en contact et/ou l'amplitude du chargement appliqué. Les modes de contact peuvent être considérés comme des conditions aux frontières qui doivent être prescrites dans les régions où les surfaces sont en contact ou devant être potentiellement en contact. Pour un état de contact donné, les conditions de contact entre deux lieux de contact (A et B) peuvent être représentées par l'un des trois modes indiqués dans le **Tableau 2.1**. Où t_t et t_n sont respectivement les contraintes superficielles tangentielles et normales, et u_t et u_n sont respectivement, les déplacements tangentiels et normaux exprimés en coordonnées locales. Le comportement des solides en contact dans une situation de décollement (séparation) ou de contact est représenté par les modes de contact.

Tab.2.1: Modes de contact solide-solide [11]

Décollement	Glissement	Adhérence
$t_{t,A} - t_{t,B} = 0$	$t_{t,A} - t_{t,B} = 0$	$t_{t,A} - t_{t,B} = 0$
$t_{n,A} - t_{n,B} = 0$	$t_{n,A} - t_{n,B} = 0$	$t_{n,A} - t_{n,B} = 0$
$t_{t,A} = 0$	$t_{t,A} \pm \mu.t_{n,A} = 0$	$u_{t,A} + u_{t,B} = 0$
$t_{n,B} = 0$	$u_{n,A} + u_{n,B} = \text{Ecart}(A,B)$	$u_{n,A} + u_{n,B} = \text{Ecart}(A,B)$

- 1. Mode décollement:** il est défini lorsque les lieux de contact A et B, restent séparés.
- 2. Mode de glissement:** il est défini lorsque les lieux de contact A et B ne sont pas restreints dans la direction tangentielle mais libres de glisser les uns par rapport aux autres
- 3. Mode adhérence:** il est défini lorsque les lieux de contact A et B sont restreints suivant les directions normale et tangentielle sans glissement relatif lors du chargement.
- 4. Mode de glissement partiel:** les définitions précédentes de glissement et d'adhérence représentent les deux modes de contact extrêmes dans lesquels peuvent se trouver les lieux de contact sous l'action d'un chargement externe. Cependant, ces définitions ne sont pas suffisantes pour définir toutes les possibilités de contact avec frottement qui peuvent être impliquées dans le déplacement des régions de contact ; les lieux de contact qui sont restreints dans la direction tangentielle pour l'incrément de charge actuel peuvent subir un certain glissement lors des incréments de charge précédents. Dans une telle situation, le concept de glissement partiel est introduit.

2.3 FROTTEMENT PLAQUETTES –DISQUE

Quand il y a un mouvement relatif entre deux solides ou un solide et un fluide, l'apparition d'une force de frottement est inévitable. Quand le mouvement relatif se produit entre deux solides en contact par leur surfaces, on parle de frottement de glissement ou de roulement; quand c'est entre un solide et un fluide, on parle de frottement visqueux ou aérodynamique (figure 2.5).

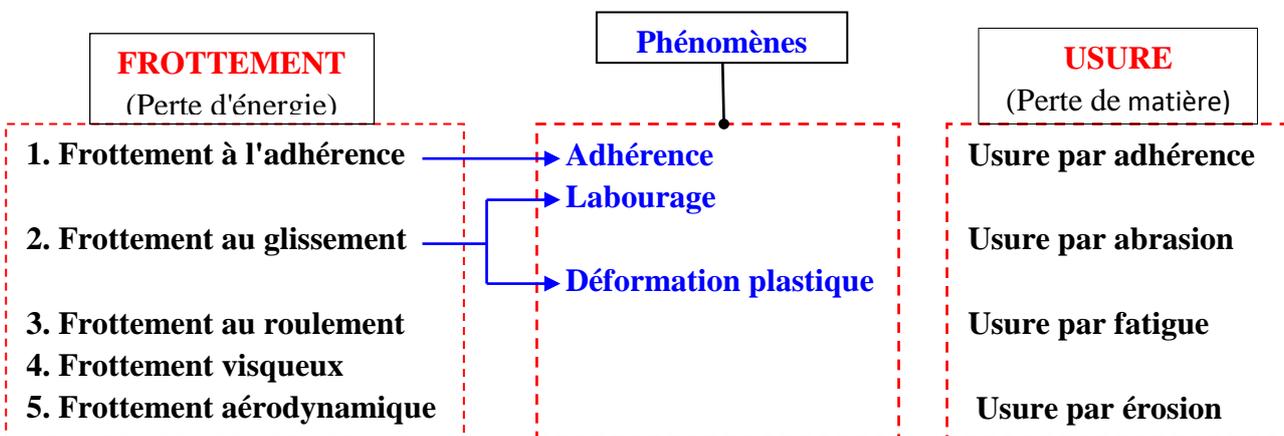


Figure 2.5: Effets du frottement solide

2.3.1 Actions mécaniques plaquettes sur disque

Pour pouvoir freiner le disque c'est-à-dire provoquer son ralentissement ou bien son arrêt complet, il faut le faire solliciter à une certaine distance r de l'axe de rotation, à un effort de contact normal \vec{N}_f qui fait presser les garnitures des plaquettes de frein contre le disque en générant simultanément un effort de contact tangentiel \vec{T}_f résultat du frottement par glissement sec des surfaces actives des garnitures des plaquette de frein sur les surfaces latérales du disque en rotation. La résultante de ces deux efforts est une action mécanique passive \vec{R}_f (constante ou variable) qui sera mise en œuvre pour s'opposer au mouvement initial et assurer ainsi le freinage (Figure 2.6).

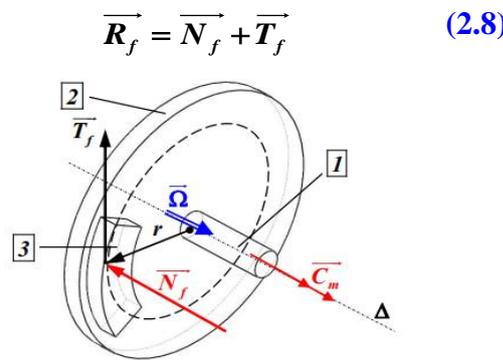
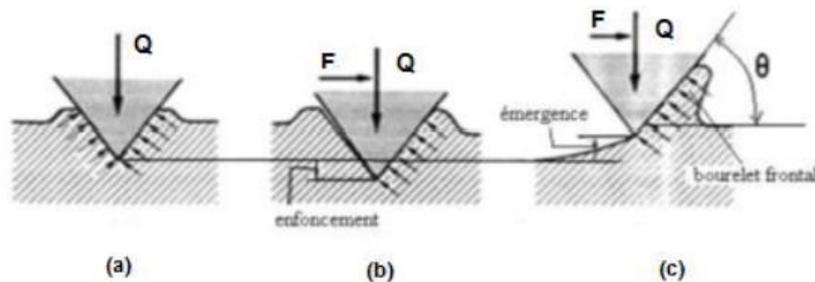


Figure 2.6: Efforts exercés sur le disque de frein

2.3.2 Phénomènes physiques associés

2.3.2.1 Phénomènes de labourage

Le phénomène de labourage se manifeste lorsqu'une aspérité appartenant à un corps dur sollicitée par un effort normale \vec{Q} s'enfonce dans la surface d'un corps tendre Figure 2.7a. L'application d'un effort tangentielle \vec{F} repousse la matière tendre, de sorte que l'aspérité ne porte que sur le flanc opposé à la force Figure 2.7b. L'équilibre statique vertical n'est alors possible que si l'aspérité s'enfonce un peu plus profondément. Au début du glissement, la matière de la base est repoussée et forme devant l'aspérité le bourrelet frontal Figure 2.7c, l'aspérité remonte au-dessus de sa position initiale. Le volume de matière déformée est plus petit qu'au second stade, de sorte que la force nécessaire pour entretenir le mouvement diminue.



(a) enfoncement statique

(b) mouvement par une force tangentielle

(c) émergence au début du glissement

Figure 2.7 : Début du labourage d'une surface tendre par une aspérité dure [12]

Le corps portant l'aspérité s'éloigne de l'autre au début du glissement et le nombre d'aspérités en contact diminue. Le contact s'opère par les aspérités les plus grosses qui labourent la surface tendre en creusant de larges sillons **Figure 2.8a**, des petits morceaux sont arrachés à la surface. Après une certaine distance de glissement, des débris d'usure enfermés entre les corps s'incrusteront dans la surface la plus tendre **Figure 2.8b**. Ces débris sont souvent très durs parce qu'ils sont formés de matière fortement écrouie et parfois auto trempée, si c'est de l'acier. Ils agissent comme de grosses aspérités et raient la surface opposée [12].

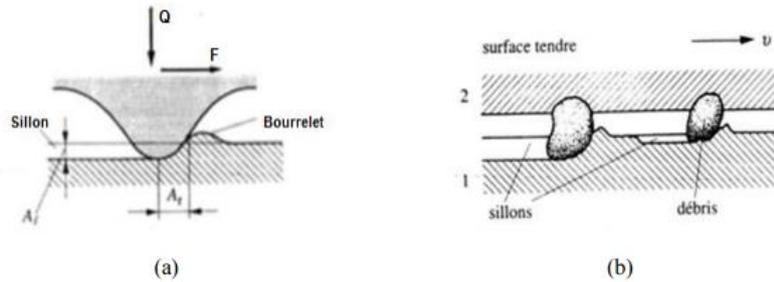


Figure 2.8 : Sillon de labourage et bourre let frontal [12]

Le coefficient de frottement de labourage dépend du rapport de la résistance au cisaillement de la surface rayée à sa dureté et de l'inclinaison des flancs des aspérités [13]. E. Rabinowicz [14] a montré que lorsque les aspérités sont coniques, la composante du frottement liée au labourage est reliée à la tangente de la pente de l'aspérité telle que :

$$\mu_p = \frac{\tan \theta_b}{\pi} \tag{2.9}$$

En tenant compte de l'importance de la rainure, donc de la géométrie de l'aspérité, on a la relation suivante [13].

$$\mu = \frac{2}{\pi} \left[\left(\frac{2r_p}{l} \right)^2 \arcsin \left(\frac{Q}{2r_p} \right) - \sqrt{\left(\frac{2r_p}{l} \right)^2 - 1} \right] \tag{2.10}$$

2.3.2.2 Déformation plastique des aspérités

Contrairement aux prédictions théoriques, le coefficient de frottement est lié à la rugosité initiale des surfaces pendant un certain temps, appelé période de rodage. Ceci s'explique par les déformations élastique et plastique des aspérités dans le sens du mouvement qui résultent du mouvement relatif des deux surfaces rugueuses. J.A. Greenwood & al. [15] ont défini un indice de plasticité ψ qui est donné par la relation suivante :

$$\Psi = \frac{E_{eq}}{H} \sqrt{\frac{\rho}{M_{ca}}} \quad (2.11)$$

Avec :

$$E_{eq} = \frac{1}{\frac{(1-\nu_1^2)}{E_1} + \frac{(1-\nu_2^2)}{E_2}} \quad (2.12)$$

Et

$$\rho = \sqrt{(\rho_1^2 + \rho_2^2)} \quad (2.13)$$

Lorsque $\Psi > 1$, la déformation est plastique et lorsque $\Psi < 0.6$ la déformation est élastique. La surface réelle est alors donnée par les équations suivantes :

- Lorsque le contact est élastique :

$$S_r \approx \frac{3.2 \times Q}{E_{eq} \sqrt{\frac{\rho}{M_{ca}}}} \quad (2.14)$$

- Lorsque le contact est plastique :

$$S_r = \frac{Q}{H} \quad (2.15)$$

2.3.3 Rappel sur les lois de frottement

En général, le frottement est la relation qui existe entre les forces de frottement (efforts tangentiels) sur la zone de contact et le glissement (mouvement tangentiel relatif des deux corps). Les phénomènes physiques à faire apparaître dans une loi de frottement sont [8] :

- L'existence d'un seuil d'effort en dessous duquel aucun glissement n'est possible.
- Une dépendance de ce seuil à l'intensité des efforts normaux.

Le déplacement de glissement étant irréversible, les lois de frottement concerneront des relations entre les forces de frottement \vec{F}_t et la vitesse de glissement \vec{u}_t . Ces lois ne doivent intervenir que lorsqu'il n'y a pas de décollement (Eloignement des solides en contact) sur la zone de contact. Ainsi, pour définir les lois de frottement, on définit les éléments suivants :

- Le glissement :

$$\vec{u}_t = (\vec{u}_2 - \vec{u}_1) - ((\vec{u}_2 - \vec{u}_1) \cdot \vec{n}) \vec{n} \quad (2.16)$$

- La vitesse de glissement :

$$\dot{\vec{u}}_t = \frac{\partial \vec{u}_t}{\partial t} \quad (2.17)$$

2.3.3.1 Loi de Tresca

La loi de frottement de Tresca est la plus simple. Elle est définie comme suit:

- Si $\|\vec{F}_t\| < g$ alors $\dot{\vec{u}}_t = \mathbf{0}$ (Phénomène d'adhérence) (2.18)

- Si $\|\vec{F}_t\| = g$, alors $\exists \lambda > 0$ tel que $\dot{\vec{u}}_t = \lambda \vec{F}_t$ (Phénomène de glissement) (2.19)

L'évolution de cette loi est donnée sur la [figure 2.9](#).

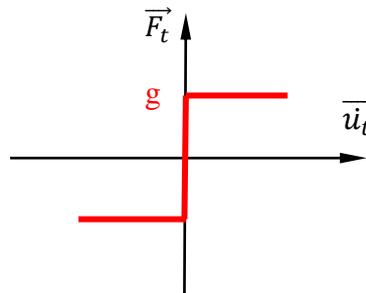


Figure 2.9 : Loi de Tresca [8]

2.3.3.2 Loi de Coulomb

La loi de Coulomb (1785) décrit la dépendance entre le seuil de glissement g et l'intensité des efforts normaux \vec{F}_n en utilisant la loi de Tresca tel que le seuil g est proportionnel à l'effort normal.

- Si $\vec{F}_t < \mu F_n$ alors $\dot{\vec{u}}_t = \mathbf{0}$ (Phénomène d'adhérence) (2.20)

- Si $\vec{F}_t = \mu F_n$, alors $\exists \lambda > 0$ tel que $\dot{\vec{u}}_t = \lambda \vec{F}_t$ (Phénomène de glissement) (2.21)

Ou μ est le coefficient de frottement qui dépend des matériaux en présence et des états de surface. L'évolution de cette loi est donnée sur la [figure 2.10](#).

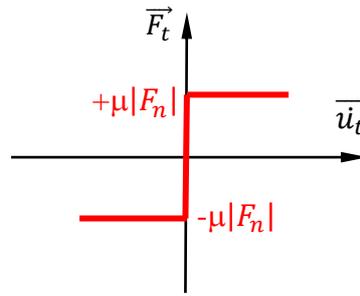


Figure 2.10: Lois de Coulomb [8]

2.3.3.3 Loi de Norton-Hoff

Elle est couramment utilisée en ingénierie. Elle est donnée par la relation (2.29) et dont le graphe est donnée sur la [figure 2.11](#).

$$\mathbf{F}_t \prec \mu \mathbf{F}_n \cdot \left\| \frac{\vec{u}_t}{\|\vec{u}_t\|} \right\|^{(\rho-1)} \frac{\vec{u}_t}{\|\vec{u}_t\|} \quad (2.22)$$

Dans le cas où $\rho = 0$, on retrouve la loi de Coulomb. Lorsque $0 < \rho < 10$, la loi donne une relation biunivoque entre les efforts tangentiels et la vitesse de glissement. Lorsque ρ est faible, elle reste proche de la loi de Coulomb.

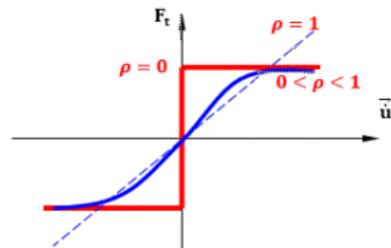


Figure 2.11 : Loi de Norton-Hoff [8]

2.4 ETUDE DE L'USURE PLAQUETTES-DISQUE

2.4.1 Modes d'usure

Si l'usure est un phénomène bien identifié, elle n'a en revanche pas d'unité légale puisque ce n'est pas une grandeur physique, mais un phénomène. Elle représente la dégradation d'un contact, entraînant, dans un certain nombre de cas, une perte de fonction. Historiquement, une étude, datant du 17ème siècle sur l'usure des pièces de monnaies écossaises établit une équivalence directe entre perte de masse et perte de fonction [16]. Mais à partir de cette période, très peu de réflexions globales ont été menées sur l'usure. Jusqu'au milieu du 20ème siècle, date à laquelle Archard [17] proposa une loi d'usure qui porte son nom. L'usure est un ensemble complexe de phénomènes difficiles à interpréter, amenant une émission de débris avec perte de masse, de cote, de forme, et

s'accompagnant de transformations physiques et chimiques des surfaces [18]. Il existe plusieurs classifications de l'usure :

- Classifications empiriques : basées sur la durée de vie des systèmes frottant,
- Classifications morphologiques : basées sur le faciès des pièces usées,
- Classifications mécanistes : fondées sur l'analyse des mécanismes fondamentaux à l'origine de l'usure,

Dans ce qui suit on s'intéressera aux différents mécanismes d'usure selon le point de vue mécaniste

2.4.1.1 Usure par abrasion

1° Définition

Elle se caractérise par la présence dans le contact d'un état de surface rugueux ou par pénétration dans le matériau le plus tendre de particules dures provenant des débris d'usure du contact ou lié à la pollution du milieu. Ce mécanisme de dégradation qui fait intervenir dans les premiers instants uniquement les corps antagonistes, devient rapidement une usure à trois corps [19,20].

Dans la littérature [21,22] on l'usure abrasive à deux corps provoquée par des particules dures piégées sur la surface antagoniste de l'usure abrasive à trois corps qui est souvent moins importante et où les particules dures sont libres de rouler ou glisser entre les deux corps (**Figure 2.12**). Cette forme d'usure se manifeste par des polissages, des griffures, des micro-labourages, des arrachements de particules. Le micro-labourage (ou micro-usinage) se manifeste par des rayures à la surface du matériau le plus tendre sans arrachement de matière mais provoquant sur les bords du sillon une déformation plastique.

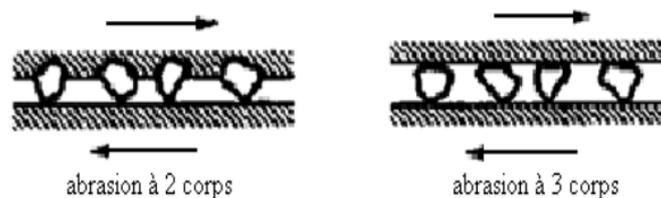
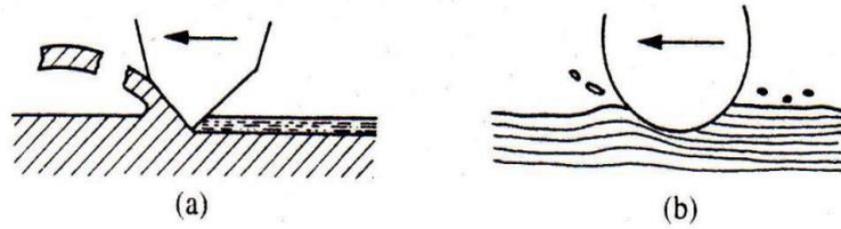


Figure 2.12 : Représentation schématique de l'usure abrasive à deux corps et à trois corps [23]

Les aspérités ou particules dures peuvent être assimilées à des micro-outils dont l'angle de coupe peut être positif ou négatif. Elles provoquent le déplacement de matière par cisaillement et formation de micro- copeaux ou par déformation plastique. Ayel [24] a illustré ces deux actions par le schéma présenté sur **la figure 2.13**.



(a) abrasion par effet de coupe (b) abrasion par déformation.

Figure 2.13 : Mécanisme de l'abrasion [24]

2° Modèle pour usure abrasive

La figure 2.14 présente un modèle d'usure par abrasion où une aspérité conique en matériau dur se déplace sur une surface mole sous l'effet d'une force normale F_n , elle pénètre dans la dite surface, à une profondeur h_u .

$$h_w = r_a \times tg\theta \tag{2.23}$$

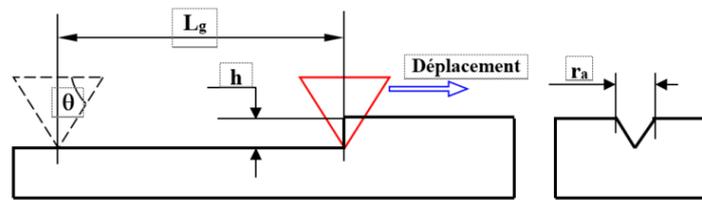


Figure 2.14 : Modèle d'usure par abrasion

Lorsque l'aspérité se déplace sur une distance L_g , elle déplace un volume de :

$$V_w = L_g \times h_w \times r_a \tag{2.24}$$

Sachant que:

$$H = \frac{F_n}{S_r} = \frac{F_n}{\pi r_a^2} \tag{2.25}$$

Alors:

$$r_a^2 = \frac{F_n}{\pi \times H} \tag{2.26}$$

En remplaçant la relation (2.23) dans (2.24), on a :

$$V_w = L_g \times r_a^2 \times \text{tg}\theta \quad (2.27)$$

En remplaçant la relation (2.26) dans (2.28), on a :

$$V_w = L_g \left(\frac{F_n}{\pi \times H} \right) \text{tg}\theta = \frac{\text{tg}\theta}{\pi} \cdot \frac{F_n L_g}{H} \Rightarrow \frac{\text{tg}\theta}{\pi} = K_w \quad (2.28)$$

Dans ce modèle, le coefficient d'usure dépend surtout de l'angle d'attaque de l'abrasif. La vitesse d'usure d'abrasion est inversement proportionnelle à la dureté du matériau usé. La relation (2.23), contient seulement la dureté du métal usé, celle de l'abrasif n'apparaît pas. La dureté de l'abrasif n'a pas d'importance lorsqu'elle est au moins 1,3 fois supérieure à celle du métal usé.

2.4.1.2 Usure par adhésion

1°. Définition

Selon le schéma classique de Bowden et Tabor [25], l'usure adhésive se caractérise par des jonctions interfaciales qui s'établissent entre les aspérités des surfaces en contact. Ces aspérités sont soumises à des contraintes locales élevées et subissent des déformations élastiques et plastiques qui provoquent un rapprochement des atomes et la création de liaisons inter faciales Figure 2.15.

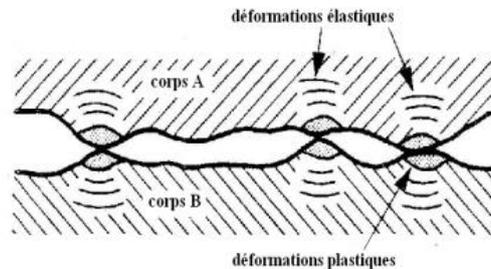


Figure 2.15: Contact de deux corps solides [26]

L'adhésion dépendant essentiellement de l'aire réelle de contact, elle est fortement influencée par les paramètres fonctionnels de la situation tribologique concernée et par la nature et les propriétés des matériaux mis en présence. Les mécanismes proposés prennent tous en compte la déformation plastique mais ils diffèrent de la façon dont le matériau est enlevé. Les débris ont des formes et des dimensions irrégulières. La Figure 2.16 montre le détachement d'un morceau de matériau qui peut être la conséquence de la déformation plastique de la pointe d'une aspérité. Sasada [27] pense que la formation de débris est immédiatement suivie par leur transfert adhésif sur la surface antagoniste pour former une nouvelle aspérité sur cette surface Figure 2.16.

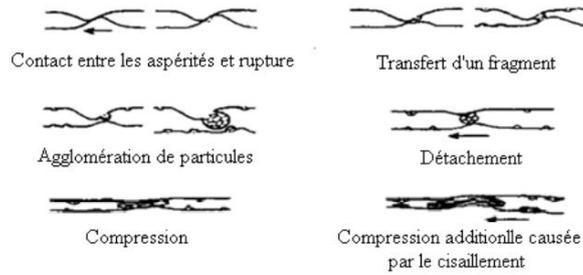


Figure 2.16: Transfert de particules par rupture d'aspérités et agrégation [26]

2° Modèle pour l'usure adhésive (loi d'Archard)

Plusieurs formes de la loi d'Archard peuvent être évoquées. la première (originale, issue de l'expérimentation), indique que le volume usé V_u (c'est-à-dire le volume perdu par un matériau qui glisse sur un autre) est proportionnel au produit de la distance parcourue L et de la force normale F_n appliquée au contact :

$$V_u = a \cdot F_n \cdot L \tag{2.29}$$

Où:

- **Vu**: volume usé
- **a**: rayon de contact [m]
- **Fn**: force normale
- **L** : distance

Une seconde forme fait intervenir la nature du matériau le plus mou par l'intermédiaire de sa contrainte d'écoulement σ_y et la surface S du contact :

$$V_u = b \frac{F_n \cdot S}{\sigma_{ec}} \tag{2.30}$$

Une forme dérivée de la première loi fait intervenir l'énergie dissipée dans le contact par le biais du produit PV (pression x vitesse de glissement), proportionnel à la vitesse d'usure dh/dt (étant la profondeur de la piste d'usure). Le contact avec frottement entre deux corps entraîne une usure des surfaces en contact. Le modèle le plus souvent utilisé pour modéliser l'usure est la **loi d'Archard** [17]. Ce modèle permet de calculer l'évolution de l'usure dans le temps et ainsi modifier le déplacement des surfaces de contact en fonction de cette usure. En effet, Archard [17] a proposé une modélisation empirique de la phase linéaire de l'usure. Cette modélisation s'appuie d'une part sur le fait que le contact des surfaces ne se fait que par un nombre réduit d'aspérités réparties

aléatoirement sur la surface et d'autre part que ces aspérités doivent supporter la charge et maintenir les déformations dans le domaine d'élasticité. Ils supposent donc que le volume usé est proportionnel à la charge appliquée à la distance parcourue et inversement proportionnel à la résistance mécanique des matériaux exprimée par la limite de fluage en compression assimilée à la dureté. Dans ce modèle, le volume d'usure V_w s'écrit sous la forme.

$$V_w = \frac{K_w \cdot Q \cdot d}{H} \quad (2.31)$$

Une seconde forme fait intervenir la nature du matériau le plus mou par l'intermédiaire de sa contrainte d'écoulement σ_{ec} et la surface réelle S_r du contact :

$$V_w = \frac{k' S_r}{\sigma_{ec}} \quad (2.32)$$

Une forme dérivée de la première loi fait intervenir l'énergie dissipée dans le contact par le biais du produit $Q \times v$, proportionnel à la vitesse d'usure dhw/dt .

$$V_w = k'' \cdot Q \cdot v \quad (2.33)$$

Mais cette loi plus générale, essentiellement théorique, s'applique difficilement à la réalité des contacts dans leur diversité. La loi d'Archard [17] sera par la suite adaptée de diverses façons par différents expérimentateurs pour coller aux expériences particulières qui les concernent. Meng et Ludema [28] citent plusieurs lois d'usure dont une grande partie est adaptée à la loi d'Archard.

$$W = Q \cdot d \text{ et } U = K \cdot W_i \quad (2.34)$$

Où:

- W_i : concept de travail d'usure

2.4.1.3 Usure par fatigue

L'usure par fatigue des surfaces est provoquée par des sollicitations de chocs ou de glissements sous l'action de contraintes générées par des charges cycliques répétées. Contrairement aux deux précédents types d'usure, l'usure apparaît après un long vieillissement des pièces et se manifeste par des fissurations et des écaillages dans la Structure. Dans ce cas d'usure, l'important est de limiter les contraintes en prenant des matériaux possédant peu de défauts et/ou ayant subi des traitements permettant d'augmenter la dureté.

2.4.1.4 Usure par érosion

1°. Définition

Comme l'abrasion, l'érosion enlève du matériau de la surface par déformation plastique, labourage et micro-usinage. Mais dans ce cas-ci, puisque la particule abrasive est transportée par un fluide, des paramètres supplémentaires sont nécessaires pour quantifier le taux d'usure. Ce sont :

- L'angularité de la particule
- Vitesse initiale V_{1-2} par rapport à la surface s
- Masse m
- Angle d'incidence θ
- Spin W

2°. Modèle

En supposant que les particules abrasives ne se déforment pas, que la dureté H de la surface ne change pas et que les particules n'ont pas d'interaction entre elles. On écrit :

$$E = \frac{K\rho V_{1-2}^2}{H} f(\theta) \quad (2.35)$$

où E est le ratio de la masse de matériau enlevé de la surface sur la masse totale des particules qui ont frappé la surface, K est un coefficient d'usure, ρ est la densité massique du matériau enlevé, V_{1-2} est la vitesse initiale des particules, H est la dureté de la surface et θ est l'angle d'incidence des particules par rapport à la surface.

2.4.2 Cartes d'usure

Pour être plus générale et plus prédictif que toutes ces lois. Lim et Ashby Dressé des cartes d'usure (figure 2.17), représentations de résultats d'essais de types « pion – disque » pour définir des domaines de comportements identique et des transitions entre différents régimes d'usure. le but étant ici de construire une base de donnée équivalente. Par exemple, au catalogue existant pour les caractéristiques d'élasticité des matériaux.

Pour faciliter l'extrapolation à d'autres types de contact, les résultats, donnés en termes de dégradation (usure douce, usure sévère, déamination grippage). Sont fournis en fonction d'une vitesse et d'une pression de contact adimensionnées. [29]

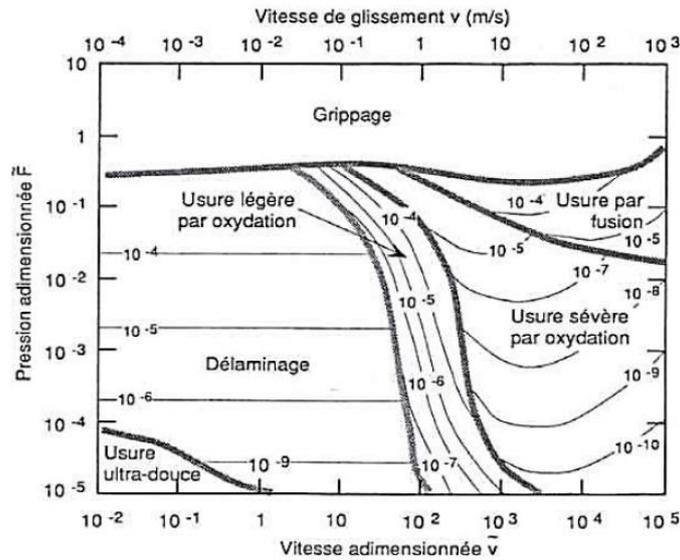


Figure 2.17: Carte d'usure pour un contact acier-acier à sec pour une configuration pion disque, d'après Lim et Ashy [29]

2.5 CONTACT THERMOELASTIQUE PLAQUETTES –DISQUE

Il existe un certain nombre de problèmes importants en ingénierie nécessitant une analyse des contraintes thermiques. Une classe importante de problèmes se pose en génie mécanique et comprend l'analyse de composants de machines soumis à des environnements à haute température et à de grandes variations de température. Les problèmes de ce type ont été résolus dans le passé en utilisant la théorie semi-couplée de la thermoélasticité (par exemple [30]).

Dans cette approche, on suppose que les changements de température induisent des contraintes thermiques et si le corps est retenu, des changements de contraintes transitoires accompagneront ces contraintes. De plus, il a été habituel de supposer que les déformations résultant des chargements aux surfaces et des forces volumiques n'induisent que de petits changements de température dans le matériau, et peuvent donc être commodément négligées. Les analyses de ce type sont traditionnellement réalisées en deux étapes.

La première étape consiste à déterminer la distribution de température par la résolution des équations de Laplace ou de diffusion. La deuxième étape consiste à utiliser cette distribution de température pour calculer la réponse du corps élastique aux gradients thermiques imposés et aux autres forces appliquées. Il a généralement été considéré que cette approche approximative, semi couplée est satisfaisante lorsqu'elle est appliquée à des matériaux comme les métaux [15].

2.5.1 Equations gouvernantes

Le processus physique de déformation thermoélastique couplée est régi par l'ensemble d'équations suivantes:

2.5.1.1 Equations d'équilibre

En l'absence de forces de volume, l'équilibre du corps s'exprime, dans un système de coordonnées cartésiennes, comme suit:

$$\partial^T \sigma = \mathbf{0} \quad (2.36)$$

Où :

$$\partial^T = \begin{bmatrix} \partial/\partial x & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \partial/\partial y & \mathbf{0} & \partial/\partial z \\ \mathbf{0} & \partial/\partial y & \mathbf{0} & \partial/\partial x & \partial/\partial z & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \partial/\partial z & \mathbf{0} & \partial/\partial y & \partial/\partial x \end{bmatrix} \quad (2.37)$$

σ Est le vecteur des composantes de contrainte, la contrainte normale de traction étant considérée comme positive. Ces quantités représentent l'augmentation par rapport à l'état initial de contrainte due au chargement appliqué et au changement de température.

2.5.1.2. Relations Déformations-Déplacements

Ces relations peuvent être exprimées sous forme matricielle sous la forme :

$$\varepsilon = \partial u \quad (2.38)$$

Où:

$\varepsilon^T = (\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z, \gamma_{xy}, \gamma_{yz}, \gamma_{zx})$: Vecteur de composants de déformation,

$u^T = (u_x, u_y, u_z)$: Vecteur de composants de déplacement,

2.5.1.3. Loi de comportement

Pour le cas des déformations thermoélastique, la loi de Hooke pour un matériau isotrope peut s'écrire Comme:

$$\sigma = -\beta \theta_a + D\varepsilon \quad (2.39)$$

Où:

β : Le module de contrainte thermique, donné par :

$$\beta = \frac{\alpha}{1-2\nu} E \quad (2.40)$$

Avec:

E : Module d'élasticité longitudinal (Module de Young)

ν : Coefficient de Poisson

α : Coefficient de dilatation thermique linéaire

θ : Variation de température

$$\theta = T - T_0 \quad (2.41)$$

T_0 : Température initiale

T : Température absolue actuelle

$a^T = (1, 1, 1, 0, 0, 0)$: Vecteur

D : Matrice d'élasticité, donnée par:

$$D = \begin{bmatrix} \lambda + 2G & \lambda & \lambda & 0 & 0 & 0 \\ \lambda & \lambda + 2G & \lambda & 0 & 0 & 0 \\ \lambda & \lambda & \lambda + 2G & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & G & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & G & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & G \end{bmatrix} \quad (2.42)$$

Avec:

λ : Module de Lamé

G : Module d'élasticité transversal

2.5.1.4 Conservation d'énergie

Si un couplage complet des processus élastique et thermique est considéré, et que les déformations thermoélastique se produisent pendant l'intervalle de temps 0 à t, la condition de conservation de l'énergie mécanique et thermique en tout point peut être écrite sous forme intégrale comme :

$$-\int_0^t \nabla^T h^T dt = \rho c_v \theta + T \beta \varepsilon_v \quad (2.43)$$

Avec:

$h^T = (h_x, h_y, h_z)$: Flux de chaleur

ρ : Densité

c_v : Chaleur spécifique à volume constant

ε_v : Déformation volumique

$$\nabla^T = \left(\frac{\partial}{\partial x}, \frac{\partial}{\partial y}, \frac{\partial}{\partial z} \right) : \text{Opérateur gradient}$$

Le terme $T\beta\varepsilon_v$ rend compte de l'énergie mécanique impliquée dans le processus couplé et dans la plus conventionnelle analyse découplée ce terme est ignoré. Dans le cas présent, les changements de température considérés seront faibles par rapport à la température absolue ambiante ($\theta \ll T_0$), et donc avec une précision suffisante T peut être approximée par la constante T_0 de l'équation (5).

2.5.1.5 Flux de chaleur

La conduction de la chaleur à travers le corps solide est régie par la loi de Fourier :

$$h = -k\nabla\theta \quad (2.44)$$

Dans laquelle k est la conductivité thermique

2.5.2 Travaux virtuels

En l'absence d'augmentation de la force de volume, l'équation du travail virtuel, mettant en relation l'énergie de la déformation interne au travail effectué par les tractions de surface F peut s'écrire comme :

$$\int \delta\varepsilon^T \sigma dV - \int \delta u^T F dS = 0 \quad (2.45)$$

Où

δu : Champ de déplacement virtuel compatible avec les conditions aux limites

$\delta\varepsilon$: Déformations virtuelles associées.

Si les points limites sont soit isolés, soit soumis à une température spécifiée, et que le champ de température, $\delta\theta$, est compatible avec ces conditions, alors l'équation suivante doit être satisfaite :

$$\int \delta\theta \left[\rho c_v \theta + \beta T_0 \varepsilon_0 - \int_0^t \nabla^T h dt \right] dV = 0 \quad (2.46)$$

En remplaçant l'équation (2.30) dans (2.32), on a:

$$\int \left[\delta\theta \left(\frac{\rho c_v}{T_0} \right) \theta + \delta\theta \beta_0 \varepsilon_v + \int_0^t \nabla^T \delta\theta \left(\frac{k}{T_0} \right) \nabla\theta dt \right] dV = 0 \quad (2.47)$$

2.6 CONCLUSION

Au terme de ce chapitre, on a pu aborder le système plaquette et disque de frein à travers le problème du contact, du frottement et l'aspect thermique. Pour chaque problème, l'aspect analytique a été présenté. Ainsi pour le problème de contact on a considéré les équations gouvernantes, les lois de comportement pour le problème de frottement on a considéré les différentes lois de frottement, pour le problème thermique on a considéré l'aspect thermoélasticité à travers le couplage des équations issue de la théorie d'élasticité avec celles issues du transfert de chaleur par conduction.

Chapitre 03

**ETUDE DE CAS ET
SIMULATION**

3.1 INTRODUCTION

Le freinage constitue une application du contact sec frottant. Les disques de frein subissent des dommages sévères ayant trait à la thermique (fissuration issue de fatigue thermique, etc.). De ce fait, de nombreux travaux ont été entrepris afin de mieux comprendre et maîtriser l'évolution des températures atteintes au contact. Dans ce chapitre une simulation numérique de l'interaction disque de frein-plaquette sera menée pour l'évaluation des contraintes et la chaleur lors du contact élastique avec frottement glissant. Les paramètres de simulation sont des données trouvées dans la littérature. Ces données seront exploitées pour la création des modèles géométrique en CAO du disque et de la plaquette. Une fois ces deux entités créés, elles seront assemblées dans l'optique de réaliser une analyse par éléments finis pour visualiser la distribution des contraintes, déformations et déplacement. Enfin une interprétation des résultats obtenus sera discutée.

3.2 DESCRIPTION DU PROBLEME

3.2.1 Caractéristiques géométriques du véhicule

L'étude concerne les freins à disques avant d'un véhicule automobile léger de tourisme. Marque PEUGEOT 308, 1.6 -16V -120 CV (**Figure 3.1**).

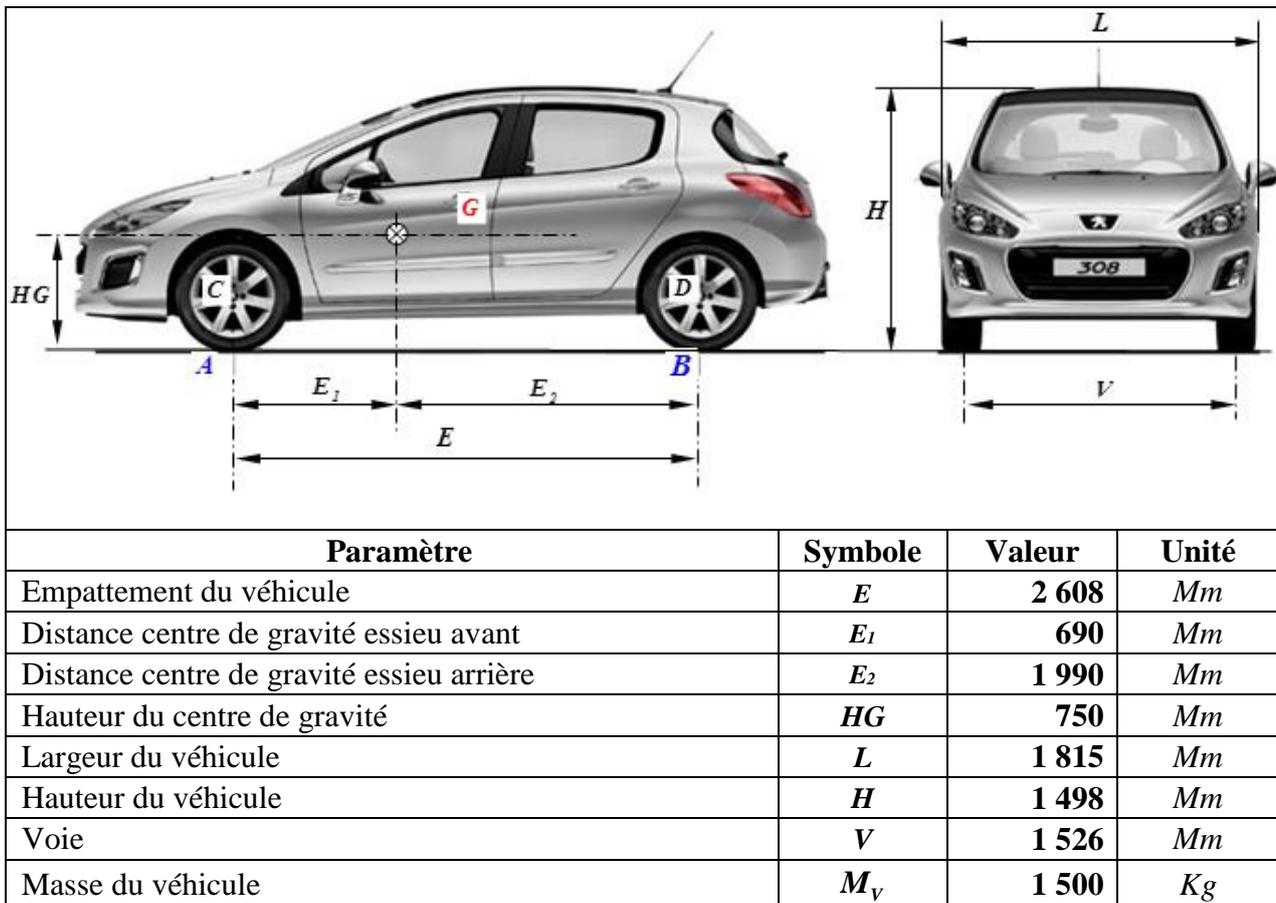


Figure 3.1: Caractéristiques géométriques du véhicule [31]

3.2.2. Description du disque

Le chapitre étant une étude de cas, cette dernière porte sur le frein avant (Disque et plaquette) monté sur un véhicule automobile de tourisme dont les géométries normalisées sont illustrées sur (Figure 3.2).

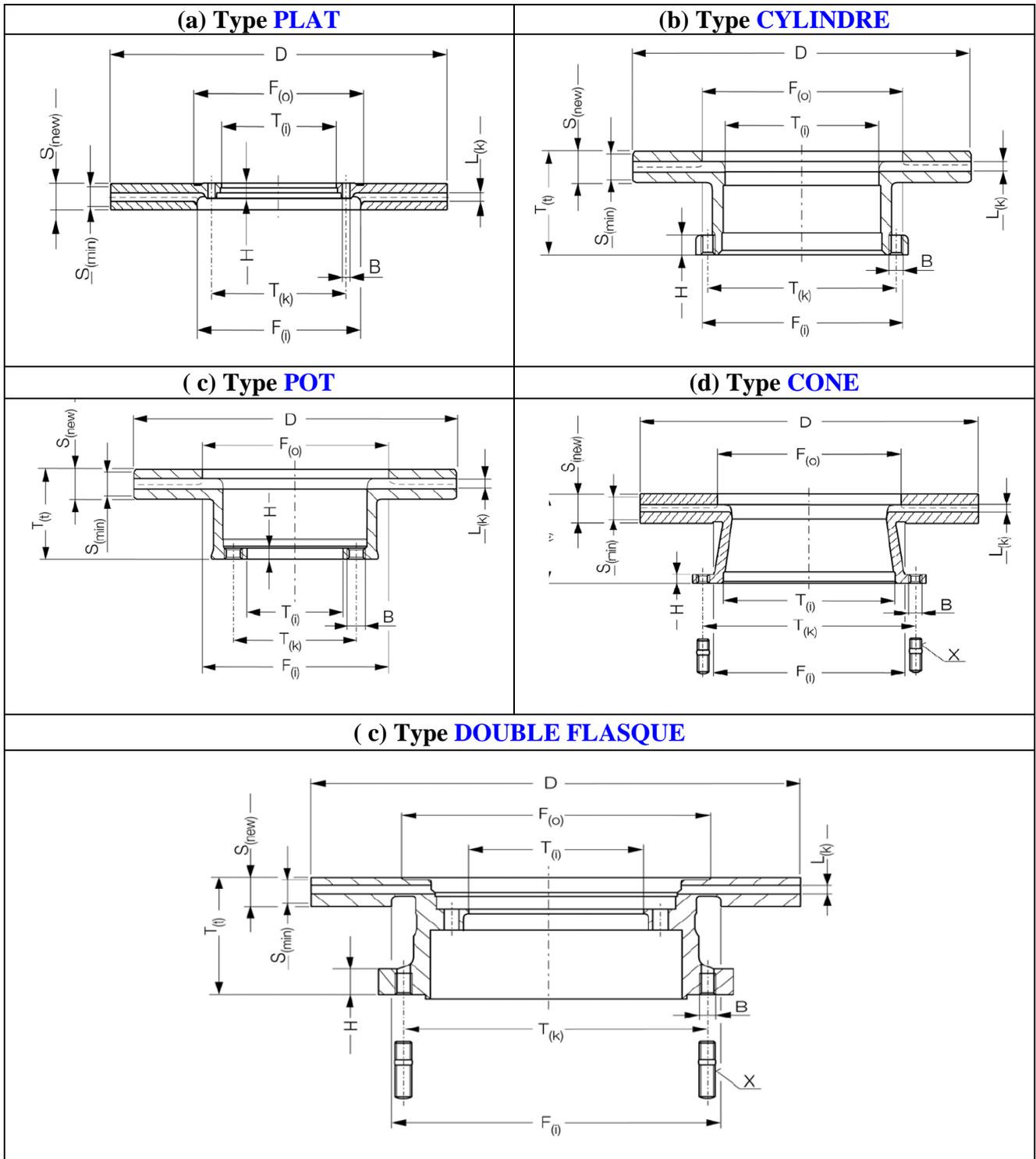
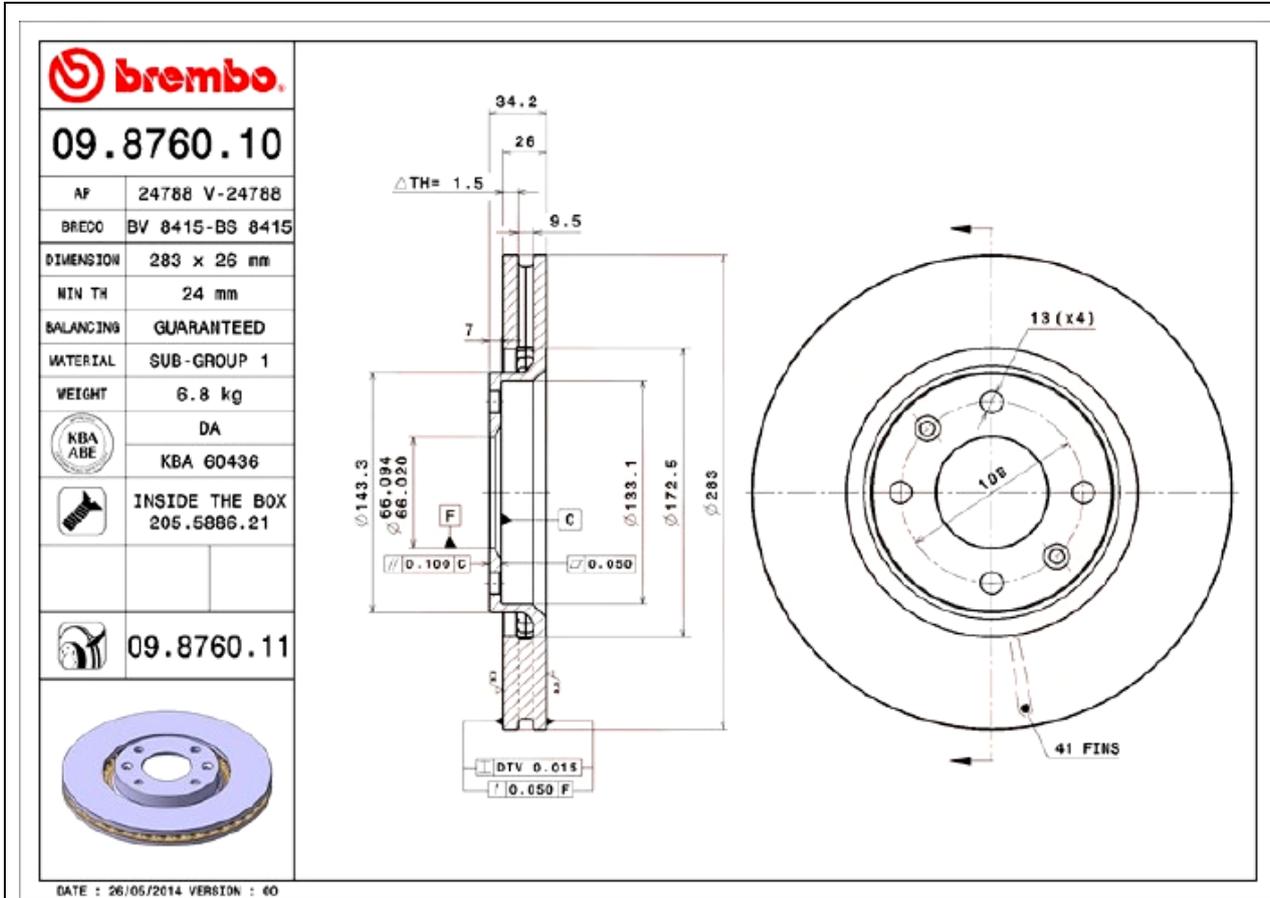


Figure 3.2: Différent types de disque de frein automobile [32]

3.2.2.1 Géométrie

Les disques de frein classiques BREMBO représentent l’option préférée du grand public. La principale caractéristique de ce type de disques est la piste de freinage lisse, qui permet non seulement une conduite plus confortable, mais aussi une réduction de l’usure des plaquettes. Ainsi, notre cas, concerne le disque de frein avant ventilé type "Pot" de marque BREMBO 09.8760.10 qui équipe la PEUGEOT 308, 1.6 -16V -120 CV (Figure 3.3).



Symbole	Désignation	Valeur (mm)
B	Diamètre des trous des vis de fixation	13(x4)
D	Diamètre extérieur du disque	283
F_(i) = F₍₀₎	Diamètre piste de frottement	172.5
H	Épaisseur du flasque de fixation	5
L_(k)	Largeur des canaux de ventilation	9.5
S_(new)	Épaisseur du disque (nominale)	26
S_(min)	Épaisseur du disque (minimale admissible après usure)	24
T_(i)	Diamètre intérieur (diamètre de l’alésage de centrage)	66
T_(k)	Diamètre de répartition des trous des vis de fixation	100
T_(t)	Hauteur du disque	34.2
n	Nombre d'ailettes	41

Figure 3.3. Fiche technique du disque ventilé BREMBO 09.8760.10 [33].

3.2.2.2 Matériau disque de frein

Afin d'assurer un bon comportement thermique et mécanique, le matériau idéal pour le disque de frein doit pouvoir emmagasiner beaucoup de chaleur et supporter un effort mécanique important, sur une large gamme de température de fonctionnement. De plus, il doit être bon marché et être de fabrication relativement facile.

Parmi les matériaux à meilleur comportement thermomécanique utilisée dans l'industrie automobile et adopté pour le disque de frein, on trouve la fonte grise à graphite lamellaire. Elle est peu chère, peut être coulée facilement et usable. Elle présente également une bonne conductivité thermique, une assez bonne résistance mécanique, et une résistance à usure par abrasion.

Les proportions de carbone et les ajouts de différents types d'éléments d'addition (phosphore, potassium, silicium, manganèse, cuivre, soufre, nickel, chrome, molybdène, aluminium, autres éléments d'alliages et des impuretés diverses) permettent de faire varier légèrement les propriétés thermomécaniques de la fonte qui reste ainsi en perpétuelle évolution [34] [35] [36].

Dans notre cas, le disque en question sera considéré comme une structure homogène, isotrope à comportement élastique (**Tableau 3.1**)

Tab.3.1 : Propriétés thermoélastique du disque de frein [37]

Propriétés	Symbole	Valeur	Unité
Conductivité thermique	k	5	W/m.°C
Masse volumique	ρ	7 250	Kg/m ³
Chaleur spécifique	c	460	J/Kg.°C
Coefficient de poisson	ν	0.28	
Coefficient de dilatation thermique	α	10.85	10 ⁻⁵ /°C
Module d'élasticité longitudinal	E	138	GPa
Coefficient de frottement disque/plaquette	μ	0.4	

3.2.3. Description de la plaquette

3.2.3.1 Géométrie

Notre cas, concerne la plaquette de frein avant, marque BREMBO P 61 101 qui équipe la PEUGEOT 308, 1.6 -16V -120 CV (**Figure 3.4**).

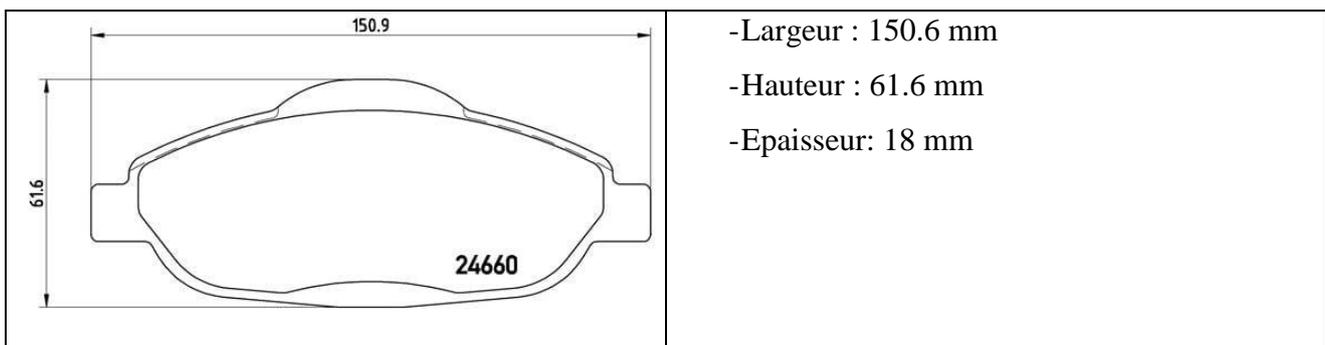


Figure 3.4: Fiche technique plaquette de frein avant BREMBO P 61 101 [38]

3.2.3.2 Matériau garniture de frein

Les garnitures de frein sont des matériaux composites, le plus souvent à matrice organique, qui peuvent contenir plus d'une vingtaine de constituants. Chacun de ces constituants agit sur les propriétés du matériau, sur son comportement mécanique et son comportement tribologique. La performance du frein est principalement contrôlée par la composition et la microstructure du matériau de garnitures. Les matériaux des garnitures doivent avoir un coefficient de frottement élevé et stable quel que soit les variations de température, de pression ou de vitesse et un taux d'usure bas. Le comportement tribologique des matériaux de friction dépendent du matériau antagoniste (matériau du disque), des conditions de contact et de l'environnement.

Concernant les garnitures de frein BREMBO elles sont faites en matériaux composites de type organique avec une matrice et une charge (ou renfort). Ils sont fabriqués à partir d'une combinaison de diverses substances synthétiques liées à un composite, principalement sous forme de cellulose, d'aramide, de PAN (Poly Acrylonitrile) ou de verre fritté. Ils sont doux pour les disques, mais produisent une importante quantité de poussière, ayant ainsi une courte durée de vie [39]. Dans notre cas, la plaquette en question sera considéré comme une structure homogène, isotrope à comportement élastique (**Tableau 3.2**)

Tab.3.2 : Propriétés thermoélastique de la garniture de frein [37]

Propriétés	Sym	Valeur		Unité
		Composite Organique	Composite C-C	
Conductivité thermique	k	57		W/m.°C
Masse volumique	ρ	1 400		Kg/m ³
Chaleur spécifique	c	1 000		J/Kg.°C
Coefficient de poisson	ν	0.25		
Coefficient de dilatation thermique	α	10		10 ⁻⁵ /°C
Module d'élasticité longitudinal	E	1		GPa
Coefficient de frottement disque/plaquette	μ	0.4		

3.3 CALCUL PRELIMINAIRE

Dans cette section, le calcul préliminaire vise à déterminer les valeurs des paramètres nécessaires à la simulation en analyse mécanique et thermique. Le calcul concerne les éléments suivants :

- *Le temps et distance d'arrêt*
- *Les efforts de freinage appliqués sur le disque (Effort tangentiel et normal)*
- *Le flux de chaleur dégagé lors du freinage.*

3.3.1 Etude de la décélération sans freinage

3.3.1.1 Bilan des actions mécaniques

Lorsqu'un véhicule automobile (Figure 3.5), de poids \vec{P} se déplace sur une route sèche sous l'action d'une force de traction \vec{F}_T il est sollicité aux actions mécaniques suivantes (Tableau 3.3).

Tab.3.3: Qualification des actions mécaniques exercées sur le véhicule

Désignation	Symbole	Type			Origine
Vecteur poids du véhicule	\vec{P}	Extérieure	à distance	Active	G
Force de traction du véhicule	\vec{F}_T	Extérieure	de contact	Active	C
Réaction normale du contact roues/sol	\vec{N}_f	Extérieure	de contact	Passive	A
Réaction tangentielle du contact roues/sol	\vec{F}_f	Extérieure	de contact	Passive	B
Force de résistance aérodynamique	\vec{R}_{Air}	Extérieure	de contact	Passive	M

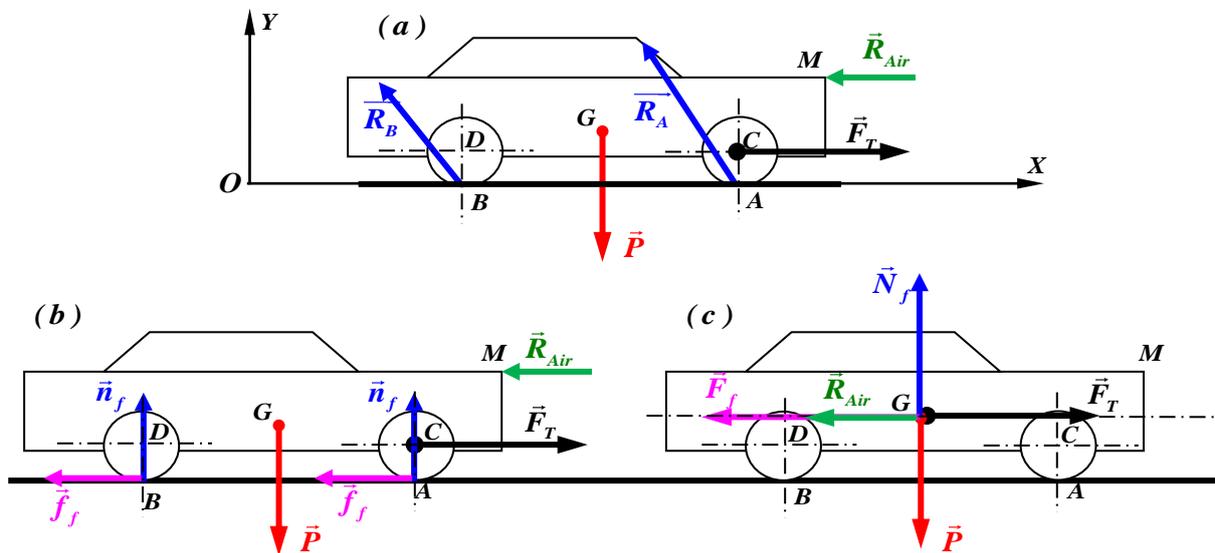


Figure 3.5: Modélisation des actions mécaniques exercées sur un véhicule automobile
 (a): Localisation de chaque action mécanique;
 (b): Décomposition des réactions de contact au niveau des roues
 (c): réduction des actions mécaniques au CdG

3.3.1.2 Détermination de la décélération

L'étude de la phase de décélération sans l'action de freinage, consiste à déterminer à partir de la dynamique du véhicule la décélération, le temps mis par le véhicule pour s'immobiliser complètement ainsi que la distance parcourue pendant cette durée sans que le conducteur intervienne sur le freinage du véhicule.

1°. Expression analytique

Durant la phase de décélération sans freinage, le véhicule est sollicité à l'action des forces

suivantes: \vec{P} , \vec{N}_f , \vec{F}_f et \vec{R}_{Air} (figure 3.6).

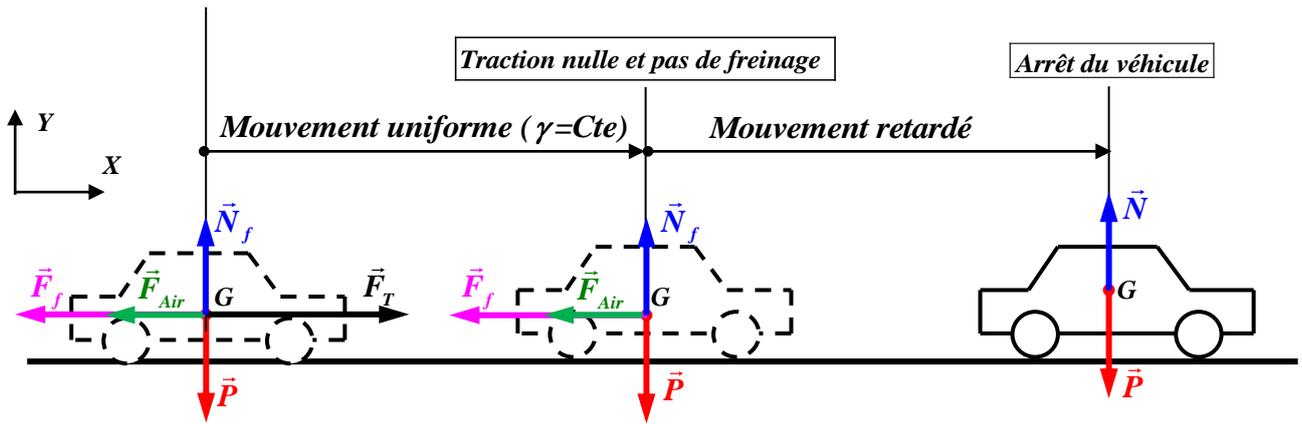


Figure 3.6: Mouvement décéléré du véhicule sans l'action freinage

L'équilibre dynamique durant la phase de décélération sans l'action de freinage nécessite que:

$$\begin{cases} \vec{F}_f + \vec{F}_{Air} = M_v \cdot \vec{\gamma} & (a) \\ \vec{P} + \vec{N}_f = \vec{0} & (b) \end{cases} \quad (3.1)$$

D'où:

$$\begin{cases} F_f = M_v \cdot \gamma - F_{Air} & (a) \\ N_f = M_v \cdot g & (b) \end{cases} \quad (3.2)$$

Sachant que :

$$F_f = \mu_f N_f = \mu_f M_v g \quad (3.3)$$

Et que la force aérodynamique s'exprime par :

$$F_{Air} = \frac{1}{2} \rho_{air} V^2 S_x C_x \quad (3.4)$$

Avec :

S_x : Section aérodynamique frontale Pour les véhicules légers de tourisme, il est donné par:

$$S_x = 0.8(L \times H) \quad (3.5)$$

C_x : Coefficient de forme. Pour les véhicules légers de tourisme, il vaut :

$$C_x = 0.3 \text{ à } 0.4 \quad (3.6)$$

En remplaçant les relations (3.5) et (3.6) dans (3.4), on obtient l'expression de la force aérodynamique en fonction de la géométrie du véhicule :

$$F_{Air} = 0.4 \rho_{air} V^2 (L \times H) C_x \quad (3.7)$$

En remplaçant les relations (3.3) et (3.7) dans (3.2 a), on obtient l'expression de la décélération :

$$\gamma = \frac{(M_v \cdot g \cdot \mu_f) + (0.4 \rho_{air} V^2 L H C_x)}{M_v} \quad (3.8)$$

2°. Application numérique

Données							
$M_v (kg)$	$L (m)$	$H (m)$	$V_0 (km/h)$	$\rho_{air} (kg/m^3)$	$g (m/s^2)$	μ_f	C_x
1 500	1.815	1.498	80	1.29	9.81	0.72	0.4
Résultats							
$\gamma = 7.07 \text{ m/s}^2$							

3.3.1. 3 Détermination du temps d'arrêt sans freinage

1°. Expression analytique

Durant la phase de décélération sans freinage, l'équation horaire du véhicule en terme de vitesse est donnée par :

$$V(t) = -\gamma t + V_0$$

D'où:

$$t = \frac{V(t) - V_0}{-\gamma} \quad (3.10)$$

A la fin du mouvement du véhicule et son immobilisation complète à $t = t_{Arrêt}$ on a $V(t_{Arrêt}) = 0$

D'où:

$$t_{Arrêt} = \frac{V_0}{\gamma} \quad (3.11)$$

2°. Application numérique

Données		Résultats
$\gamma (m/s^2)$	$V_0 (km/h)$	$t_{Arrêt} (s)$
7.07	80	3.14

3.3.1.3 Détermination de la distance d'arrêt sans freinage

1°. Expression analytique

Durant la phase de décélération sans freinage, l'équation horaire du véhicule en terme d'espace parcouru est donnée par :

$$x(t) = \frac{1}{2} \gamma t_{Arrêt}^2 + V_0 t + x_0 \quad (3.12)$$

A la fin du mouvement du véhicule et son immobilisation complète à $t = t_{Arrêt}$

$$x(t_{\text{Arrêt}}) = \frac{1}{2} \gamma t_{\text{Arrêt}}^2 + V_0 t_{\text{Arrêt}} + x_0 \quad (3.13)$$

On posant que:

$$x(t_{\text{Arrêt}}) - x_0 = D_{\text{Arrêt}} \quad (3.14)$$

La relation (3.13) devient:

$$D_{\text{Arrêt}} = \frac{1}{2} \gamma t_{\text{Arrêt}}^2 + V_0 t_{\text{Arrêt}} \quad (3.15)$$

2°. Application numérique

Données			Résultats
V_0 (km/h)	γ (m/s ²)	$t_{\text{Arrêt}}$ (s)	$D_{\text{Arrêt}}$ (m)
80	7.07	3.14	104.46

3.3.2 Etude de la décélération avec freinage

Durant la phase de décélération avec freinage, le véhicule est sollicité à l'action des forces suivantes: \vec{P} , \vec{N}_f , \vec{F}_f , \vec{F}_{Air} et \vec{F}_F (figure 3.7).

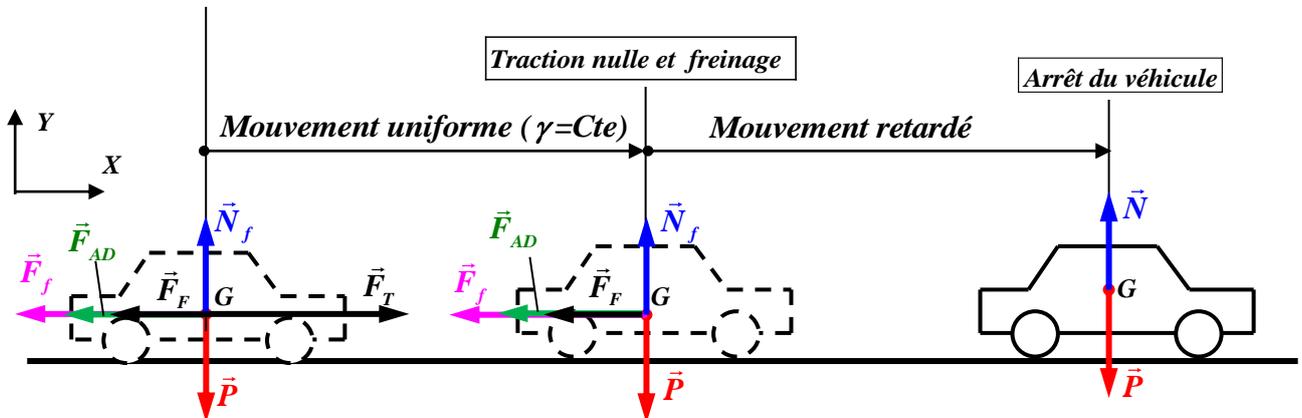


Figure 3.7: Mouvement décéléré du véhicule avec l'action freinage

L'équilibre dynamique durant la phase de décélération sans l'action de freinage nécessite que:

$$\begin{cases} \vec{F}_f + \vec{F}_{\text{Air}} + \vec{F}_F = M_v \cdot \vec{\gamma} & (a) \\ \vec{P} + \vec{N}_f = \vec{0} & (b) \end{cases} \quad (3.16)$$

Le raisonnement étant similaire à celui adoptée en situation de décélération sans freinage, on constitue les relations cinématiques dans le cas de la situation avec freinage tel que:

$$\gamma_F = \frac{(M_V \cdot g \cdot \mu_f) + (0.4 \rho_{air} V^2 L H C_x) + F_F}{M_V} \quad (3.17)$$

$$t_{Arrêt} = \frac{V_0}{\gamma_F} \quad (3.18)$$

$$D_{Arrêt} = \frac{1}{2} \gamma_F t_{Arrêt}^2 + V_0 t_{Arrêt} \quad (3.19)$$

Ainsi, pour calculer la décélération γ_F due à l'action de freinage, il faut évaluer la force de freinage F_F qui représente l'effort tangentiel exercé sur le disque de frein.

1. Véhicule dynamique

- Le freinage doit nécessairement éliminer l'énergie cinétique d'un véhicule en mouvement de façon opportune et reproductible. (La figure 1) présent un schéma typique du véhicule.

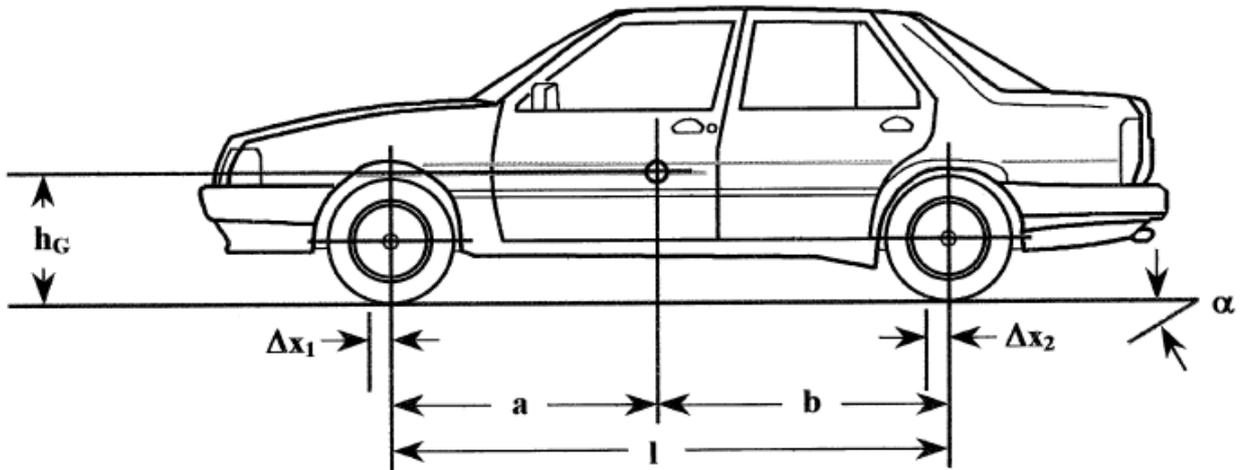


Figure 3.8: Schéma type du véhicule avec dimensions pertinentes

- Afin d'estimer les températures qui surviennent pendant le freinage, il est nécessaire de calculer les forces agissant sur les rotors de frein.
- À partir de ce moment, l'équilibre du centre de gravité fournit ce qui suit :

$$\left\{ \begin{array}{l} Fz_1 = mg \frac{(b - \Delta x_2) \cos \alpha - h_G \sin \alpha - K_1 V^2 - \frac{h_G}{g} \dot{V}}{l + \Delta x_1 + \Delta x_2} \quad (a) \\ Fz_2 = mg \frac{(a + \Delta x_1) \cos \alpha - h_G \sin \alpha - K_2 V^2 - \frac{h_G}{g} \dot{V}}{l + \Delta x_1 + \Delta x_2} \quad (b) \end{array} \right. \quad (3.20)$$

Où K_1 et K_2 sont les coefficients de traînée disponibles dans [40] :

$$\begin{cases} K_1 = \frac{\rho S}{mg} [C_x h_G - l C_{My} + (b - \Delta x_2) Cz] & (a) \\ K_2 = \frac{\rho S}{mg} [C_x h_G - l C_{My} + (a + \Delta x_1) Cz] & (b) \end{cases} \quad (3.21)$$

- Les équations (1) peuvent être simplifiées en supposant que le freinage se produit sur une surface parfaitement plane (ie $\alpha = 0$).
- En outre, les Δx termes mesurent la distance par laquelle les forces normales du pneu se déplacent du centre. Δx valeurs sont petites par rapport à toutes les autres dimensions du véhicule, ces termes sont supprimés de l'équation depuis (1) et (2).
- Les coefficients de traînée se sont avérés inférieurs à 1 % de la charge sur chaque pneu et ont également été ignorés.
- Par conséquent, les équations (1) se réduisent à la forme simplifiée suivante :

$$\begin{cases} F_{z_1} = \frac{mg}{l} \left(b \frac{h_G}{g} \dot{V} \right) & (a) \\ F_{z_2} = \frac{mg}{l} \left(a \frac{h_G}{g} \dot{V} \right) & (b) \end{cases} \quad (3.22)$$

- Les équations (3) montrent que la répartition de la charge sur les pneus dépend de la résistance de chaque pneu à partir du centre de gravité et de l'accélération du véhicule.
- Pendant la décélération, la charge se déplace vers les pneus avant de sorte qu'une grande partie du travail de freinage est effectuée par les freins avant.
- La plupart des voitures sont équipées d'une soupape de dosage qui mesure la force hydraulique appliquée aux freins avant et arrière, réduisant la décélération du véhicule et générant une répartition de la charge avant/arrière 60/40 sur les pneus. Un rapport de charge de 60/40 a été utilisé pour l'analyse de freinage subséquente.

3.3.3 Modélisation du système disque-plaquette

L'ensemble frein à disque étant composé de plusieurs éléments. La simulation du point de vue thermomécanique nécessite d'abord la modélisation du système à étudier. La (figure 3.5) présente le modèle géométrique du système disque-plaquette à étudier auquel on a associé le repère (O, X, Y, Z) ainsi que les paramètres linéaires et angulaires nécessaires à sa construction environnement CAO.

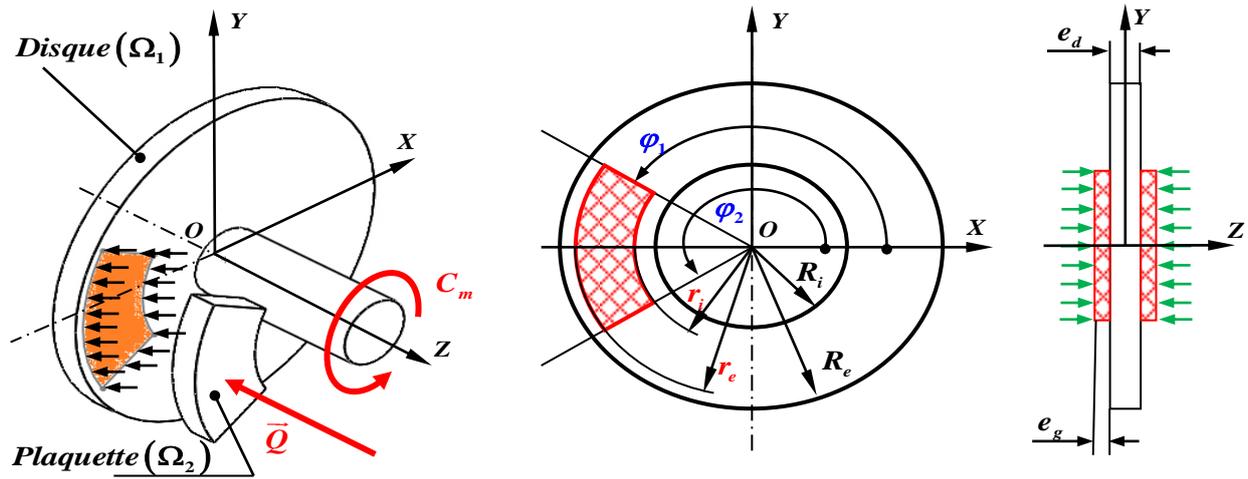


Figure 3.9: Repérage et paramétrage du système disque-plaquette

3.3.3.1 Effort tangentiel sur le disque

Les actions mécaniques qui sollicitent le disque de frein, sont caractérisées par la force exercée sur disque de frein donnée par [41] :

$$F_T = \frac{(30\%) \frac{1}{2} M_v V_0^2}{2 \frac{R_D}{R_P} \left[V_0 \cdot T_{stop} - \frac{1}{2} \left(\frac{V_0}{T_{stop}} \right) T_{stop}^2 \right]} \quad (3.23)$$

Application numérique

Données				
M_v (kg)	V_0 (m/s)	R_D (mm)	R_p (mm)	T_{stop} (s)
1500	22.22	27.625	406.4	3.14
Résultat				
$F_t = 23590.57$ N				

3.3.3.2 Effort normale de freinage

L'effort normale appliquée par l'étrier de chaque coté des disques peut être utilisée pour calculer la force deserrage de l'étrier nécessaire pour arrêter le véhicule. L'amplitude de la force de serrage est déterminée en utilisant le frottement de coulomb en prenant le coefficient de frottement

$\mu_{Plaquette}$ égal à 0,4[41]

$$F_N = \frac{F_T}{\mu_{Plaquette}} \quad (3.24)$$

Données	
$F_T (N)$	$\mu_{\text{Plaque}}\text{tte}$
23 590.57	0.4
Résultat	
$F_N = 58\,976.428\text{ N}$	

3.3.3.3 Pression hydraulique

Si on connaît la surface de contact Disque/Plaque, on peut déduire la pression hydraulique p_h donnée par :

$$P_h = \frac{F_N}{A_c} \quad (3.25)$$

Données	
$F_N (N)$	$A_c (mm^2)$
58976.428	5844.08
Résultat	
$P_h = 10.051\text{ MPa}$	

3.3.3.4 Flux de chaleur

Le flux thermique instantané sur la face du disque est directement calculé à l'aide de la relation suivante [7] :

$$Q = \mu \cdot V \cdot P \quad (3.26)$$

Avec :

V : La vitesse du disque

$$V = R_D \cdot \omega \quad (3.27)$$

Et

ω : La vitesse de rotation

$$\omega = \frac{V_0}{R_p} \quad (3.28)$$

Données				
P (MPa)	R_D (mm)	R_P (mm)	V_0 (m/s)	μ
10	27.625	406.4	22.22	3.14
Résultat				
ω (m/s)	V_D (m/s)		Q (W)	
54.72	1511.67		6046.56	

3.4. SIMULATION NUMERIQUE

La simulation numérique est amenée à jouer un rôle majeur dans les réponses que les sciences et techniques pourront apporter aux enjeux industriels. Pour les ingénieurs, l'option MSM (Modélisation et Simulation Mécanique) permet d'acquérir des compétences en méthodes numériques et en modélisation, ainsi que la connaissance des limites des modèles, outils numériques utilisés. Dans le cas du freinage, toutes les études théoriques ont considéré le cas d'un contact parfait entre le disque et la garniture. L'apport du numérique a permis de prendre en compte des géométries et des conditions plus réalistes que pour les modèles analytiques. La simulation sera exécutée comme une analyse transitoire car on souhaite étudier la répartition des contraintes et de la chaleur dans le disque lors du freinage.

3.4.1 Création de la géométrie (CAO)

Pour les besoins de la simulation, le modèle 3D du système disque-plaquette a été créé dans l'environnement de CAO du logiciel Solidworks. Ce dernier est une application de conception mécanique 3D paramétrique qui permet aux concepteurs d'esquisser rapidement des idées, d'expérimenter des fonctions et des cotes afin de produire des modèles et des mises en plan précises. En exploitant, les fiches techniques du disque et de la plaquette, le résultat est illustré sur la [figure 3.5](#).

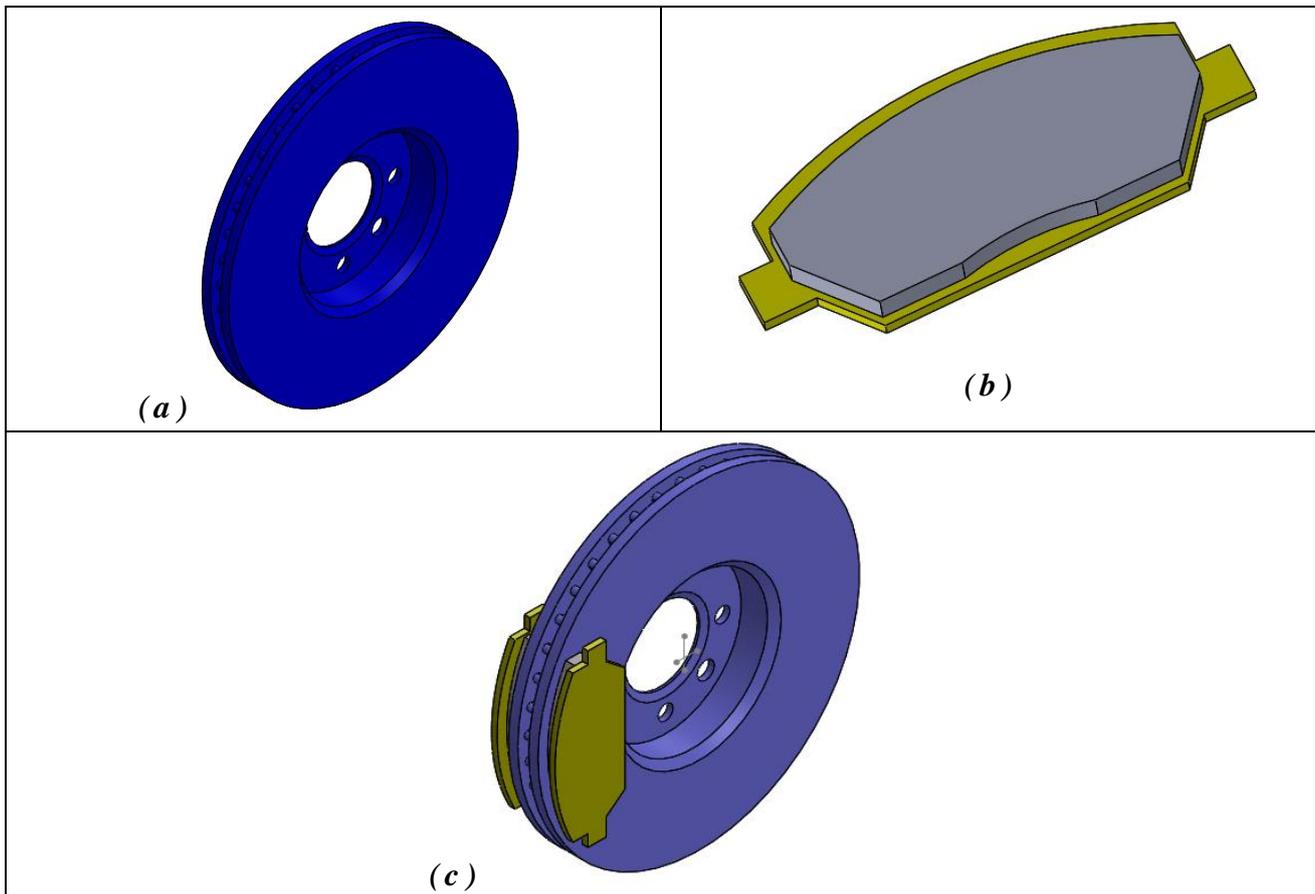


Figure 3.10 : Modèle CAO (a) Disque ; (b) plaquette ; (c) Ensemble Disque-plaquettes

3.4.2. Analyse mécanique

Une fois le modèle géométrique créé sous Solidworks il sera importé dans l'environnement IAO du logiciel Solidworks simulation. Pour la simulation numérique sous Solidworks Simulation, l'intérêt sera porté sur la zone de contact Disque-plaquette.

3.4.2.1 Etude statique

1°. Définitions types d'étude

Dans notre cas, une étude du type statique est choisie pour l'évaluation des contraintes, déplacements, déformation avec un matériau linéaire.

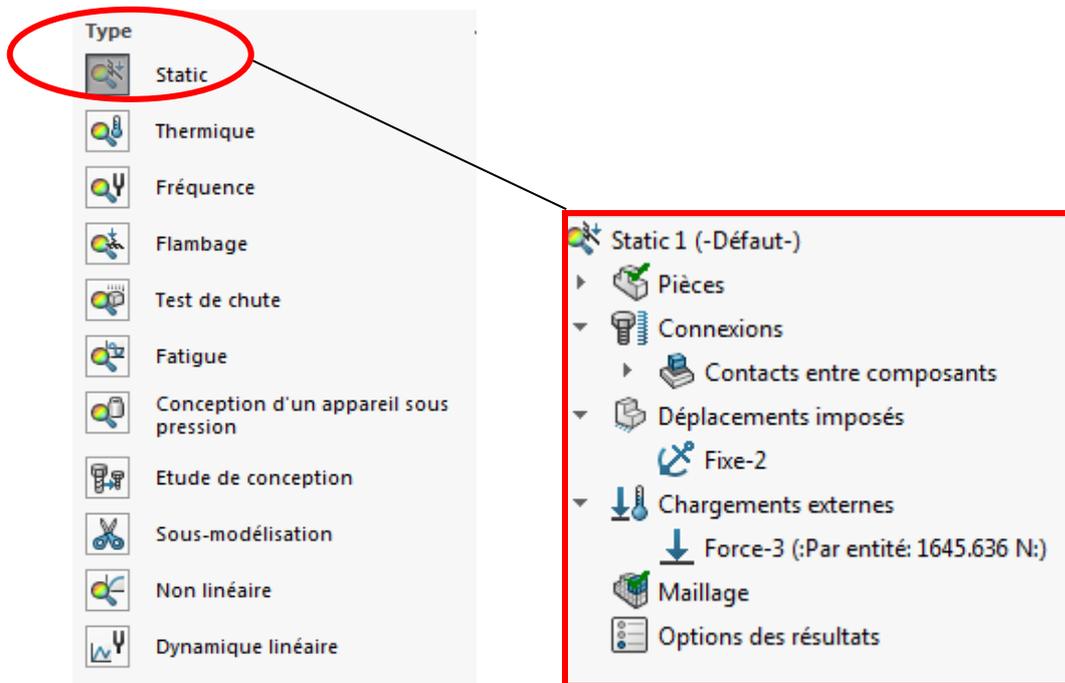


Figure 3.11: Définition du type d'étude

2°. Définition du contact

Dans notre cas, l'interaction entre les éléments de l'assemblage sera définie par la sélection des composants avec un contact de type pas de pénétration. La section de l'assemblage de premier niveau a pour effet d'appliquer le contact pas de pénétration à tous les composants.

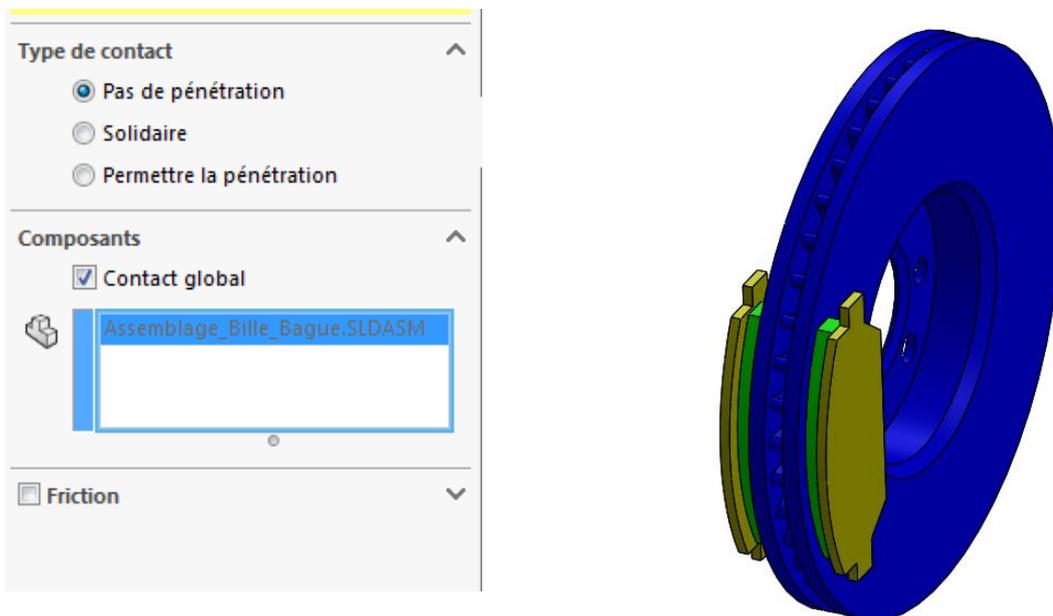


Figure 3.12 : Définition du type de contact

3°. Conditions aux limites

Les conditions aux limites, concernent les déplacements imposés. Ces derniers, décrivent le type de fixation du modèle. Les déplacements sont imposés au niveau du moyeu du disque de frein.

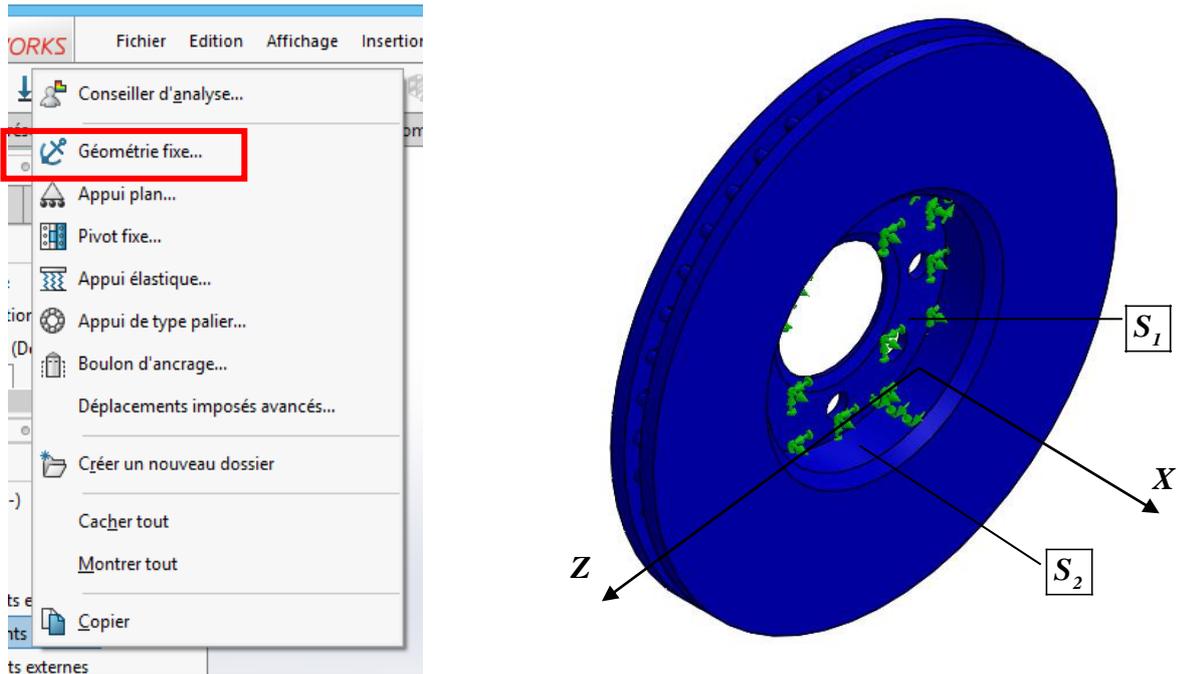


Figure 3.13: Déplacement imposée sur le disque

4°. Définitions du chargement

Si vous choisissez Force et sélectionnez Direction sélectionnée, vous pouvez sélectionner, des points de référence pour la force. Les points de référence doivent être à l'intérieur des limites du modèle

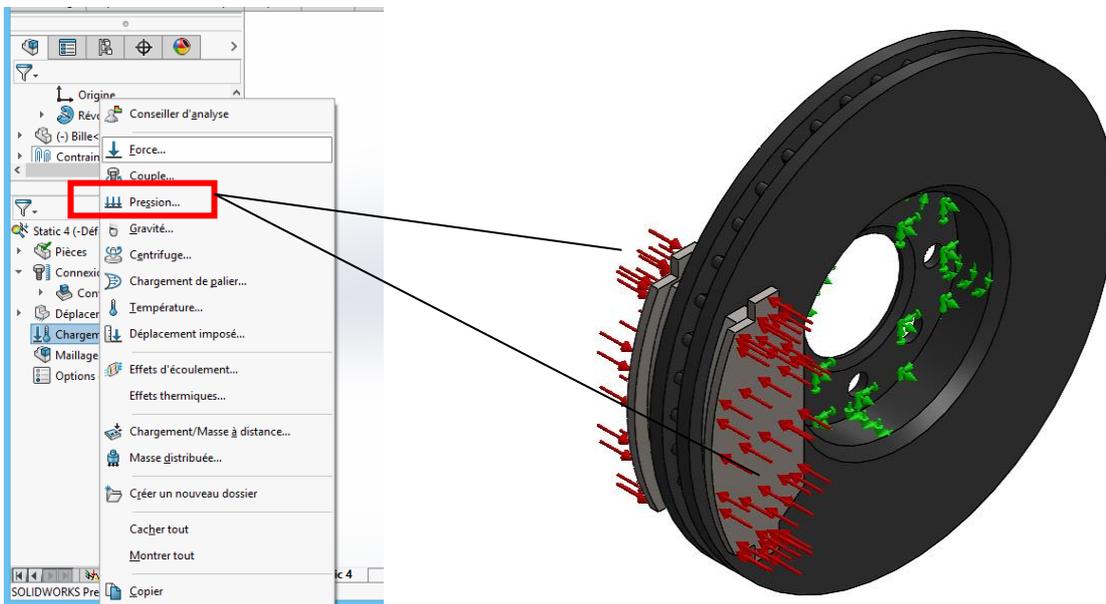


Figure 3.14: Chargement externe

5°. Maillages

On peut analyser le modèle en utilisant les paramètres par défaut ou bien les adapter à notre besoin

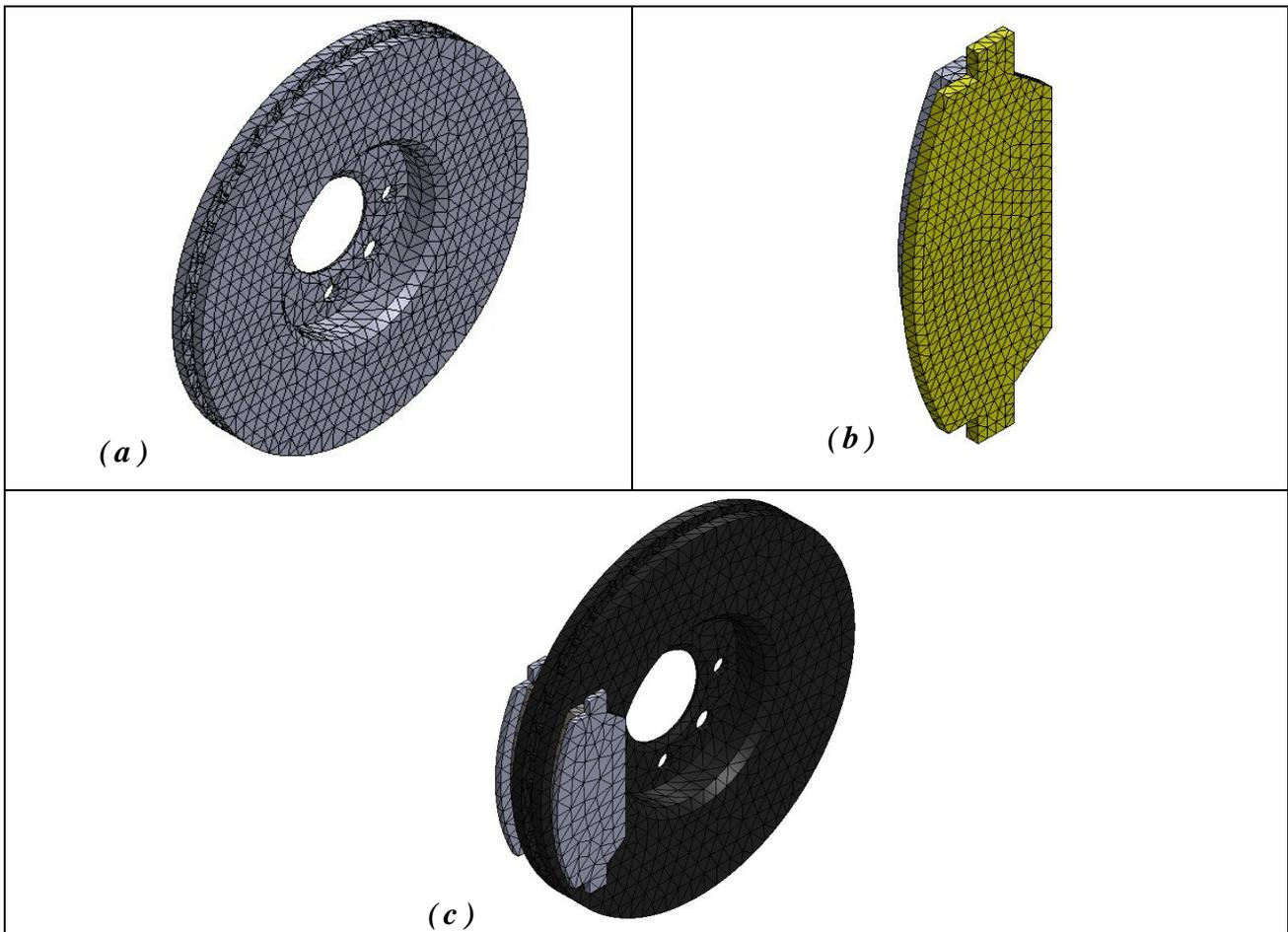
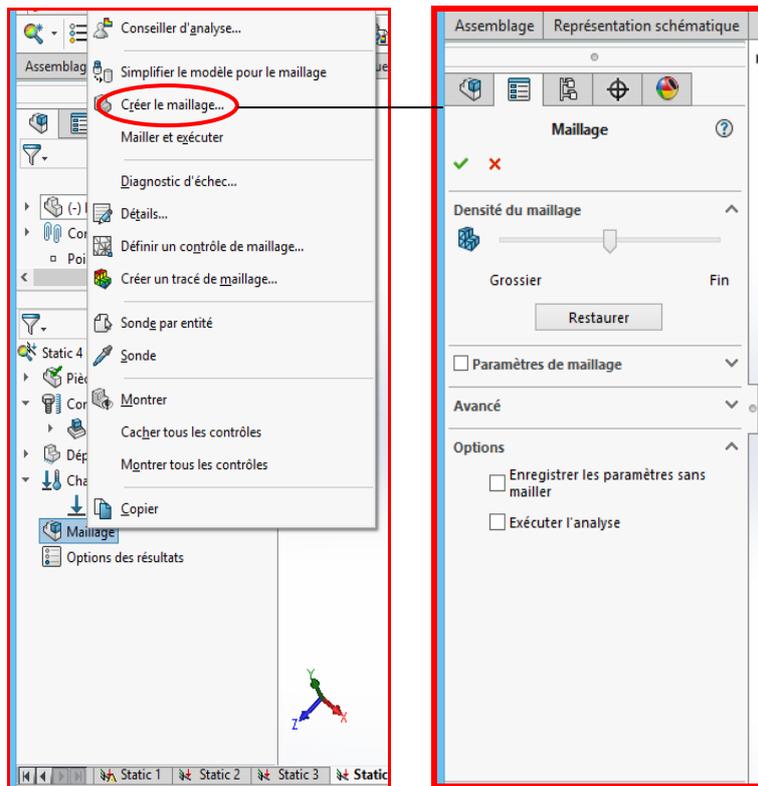


Figure 3.15 : Modèle IAO (a) Disque ; (b) plaquette; (c) assemblage disque-plaquette

3.4.2.2 Résultats et interprétation

3.4.2.2.1 Analyse des contraintes

Dans un premier temps, nous avons analysé la distribution des contraintes au niveau du système constitué par la plaquette et le disque. Les contraintes dépendent essentiellement de la nature du matériau et de la model géométrie de plaquette et le disque. Les résultats obtenus sont donnés sur (la Figure 3.16) selon le critère de Von Mises

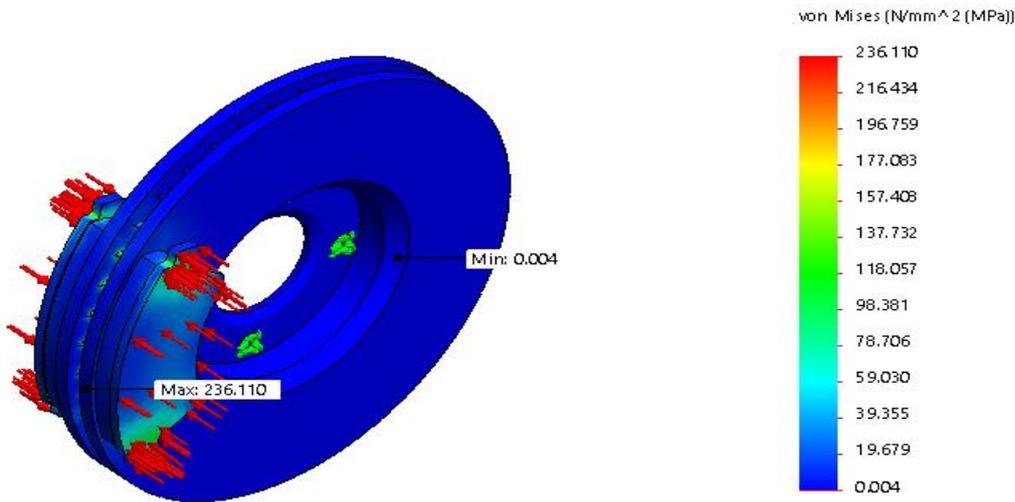


Figure 3.16: Distribution des contraintes entre plaquette – disque

- La figure 3.16, montre l'assemblage d'une plaquette avec un disque sollicité à un chargement externe sous la forme d'une pression hydraulique appliquée sur la plaquette.
- La simulation a fourni la répartition de la contrainte de Von Mises. Cette dernière admet une valeur de $\sigma_{\max} = 236110 \text{ (N/mm}^2\text{)}$ comme contrainte maximale au niveau du contact plaquette-disque.

3.4.2.2.2 Analyse des déformations

Dans un deuxième temps, nous avons analysé les déformations statiques de plaquette – disque. Les résultats obtenus sont donnés sur la **Figure 3.17**.

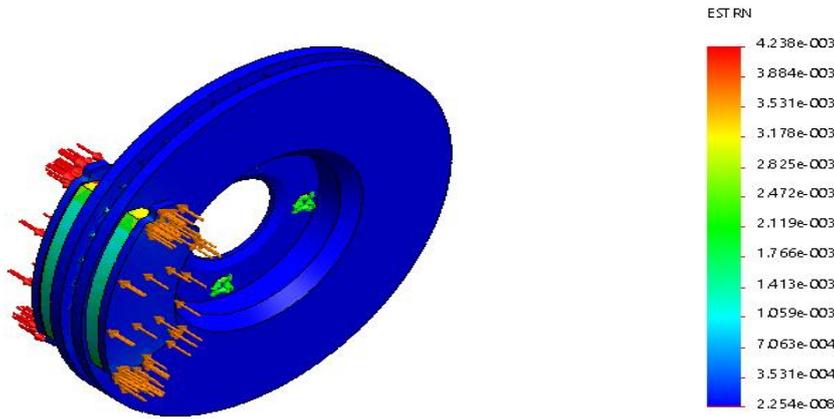


Figure 3.17: Déformation statique plaquette – disque

La figure 3.17, présente le résultat fourni par l'étude statique dans Solidworks .Les résultats affichés donnent la répartition de la déformation. Elle dernière admet une valeur de **4.238 e-003** comme déformation maximale au niveau du contact plaquette-disque.

3.4.2.2.3 Analyse des déplacements

Après avoir lancé la simulation, les résultats relatifs à la distribution du chargement, sont fournis par la figure 3.18

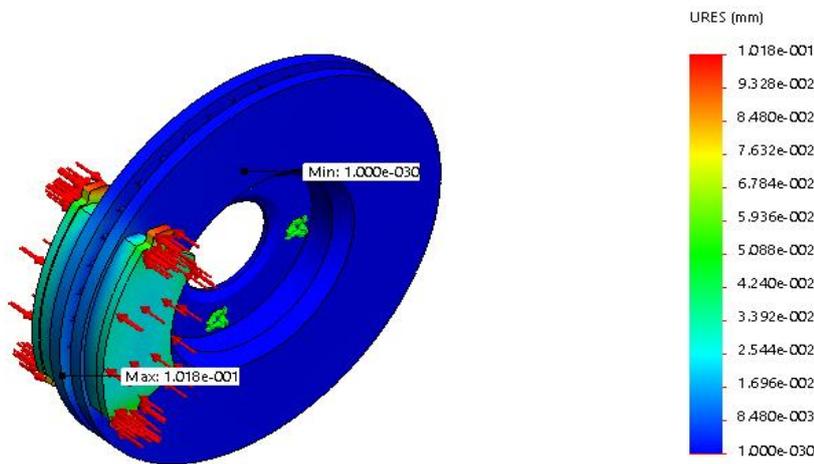


Figure 3.18: Distribution du déplacement statique plaquette – disque.

La figure 3.18, présente le résultat fourni par l'étude statique dans Solidworks .les résultats affichés sur cette figure donnent la répartition du déplacement maximal sont engendrés sur la surface plaquette et sur la surface des contacts vu le type de matériau qui est la fonte grise à graphite lamellaire et l'acier un déplacement de **1.018 e-001 mm** est acceptable. La pression appliquée est **10 MPa**

3.4.3 Analyse thermique

3.4.3.1 Analyse de la température

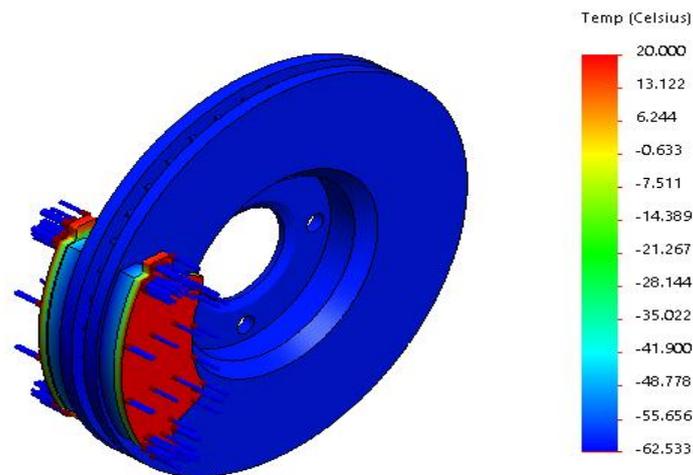


Figure 3.19 : Répartition de la température du disque et plaquette

La température de surface du disque et de la plaquette augmente lorsque le frein est engagé puis diminue à nouveau lorsque le frein est relâché. La figure 3.19 représente la température de la surface juste avant la fin du freinage. Un point chaud est visible au contact entre la plaquette de frein et le disque, juste au bord de la plaquette tel que la température maximale égale à 20.000°C C'est la zone qui pourrait surchauffer au point de défaillance de frein ou de décoloration.

3.4.2.2 Analyse des du flux de chaleur

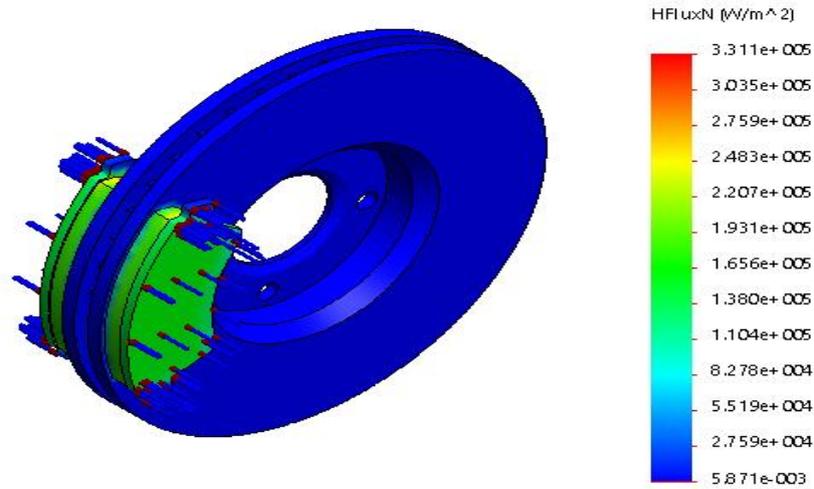


Figure 3.20 : Répartition de flux de chaleur du disque et plaquette

La figure 3.20, présente le résultat fourni par l'étude thermique dans Solidworks .Les résultats affichés donnent la répartition du flux de chaleur. Il dernier admet une valeur de **3.311 e+005** comme un flux maximal au niveau du contact plaquette-disque.

3.5 CONCLUSION

D'après les résultats De l'analyse mécanique on peut remarquer que les parties à forte concentration de contraintes, déformation et déplacement se trouvent généralement dans le disque au niveau des pieds des ailettes qui peuvent être assimilées aux zones d'encastrement d'une poutre console. Quant à la plaquette les concentrations ce trouve sur les cotés de la plaquette inférieure.

Pour la partie d'analyse thermique, la température et le flux de chaleur sont maximales sous la plaquette avec un gradient expressif radialement, ce qui peut être la cause des concentrations de contraintes, siège de l'amorçage des fissures.

Finalement, L'étude bibliographique de ces Phénomènes montre que leur prédiction comme par celle du comportement thermique et mécanique du disque. La première étape de l'étude consiste donc à mettre en œuvre une méthode numérique qui permet la simulation thermique et mécanique d'un freinage. L'analyse des résultats numériques permettra ensuite l'étude des endommagements et leur prédiction.

**CONCLUSION GÉNÉRALE
ET
PERSPECTIVES**

Au terme de ce mémoire, qui synthétise le projet de fin de cycle de notre cursus universitaire le fait de s'impliquer dans ce thème nous a permis de prendre l'importance de frein à disque tant que principale organe de sécurité dans les véhicules automobiles. Ainsi, à l'issue de ce mémoire, on a appris que pour concevoir et construire des freins à disque fiables et durables, l'aspect contact et l'aspect tribologique (Frottement, usure et lubrification) sont fortement liées et forment ce qu'on appelle le "tribo-contact".

Dans ce contexte, et à partir de données initiales, notre travail a porté sur une étude de constatation d'un modèle géométrique disque-plaquette à travers une simulation en analyse statique et thermique sous environnement de "Solidworks simulation" de l'interaction entre la plaquette la plus chargée et un tronçon de disque extérieur. Des éléments de calculs ont été exploités pour la création des modèles géométrique en CAO de la plaquette et du disque et cela afin de déterminer la distribution des contraintes, déformations et déplacement.

On peut dire et juger que les objectifs fixés et tracés dans notre plan de travail ont été atteints étant donné qu'on n'a pu en premier lieu modéliser en environnement CAO du contact disque – plaquette et en deuxième lieu obtenir la répartition des contraintes, des déplacements et des déformations pour la plaquette la plus chargée.

En ce qui concerne les résultats obtenus, notre analyse a porté sur un frein à disque avant ventilé type "Pot" de marque BREMBO 09.8760.10 qui équipe la PEUGEOT 308,1.6-16V-120CV. Pour lequel une pression maximale de **10 MPa** localisé au niveau de la plaquette la plus sollicitée. La simulation a fourni une contrainte de Von-Mises max (**1 164,9 N/mm²**), une déformation max (**7 880e-003 N/m²**) ainsi qu'un déplacement max (**3.113 e-001 mm**). A noter que toutes les valeurs obtenues se trouvaient largement en dessous des seuils limites autorisés.

Les perspectives à ce travail sont d'une part, l'achèvement de la simulation de l'usure entre les différents éléments du frein à disque ainsi que l'aspect lubrification, l'aspect fiabilité et durée de vie du frein à disque. D'autre part nous souhaiterions élaborer dans la future, une application informatique en guise de prototype pour la simulation d'un frein à disque.

REFERENCES
BIBLIOGRAPHIES

REFERENCE BIBLIOGRAPHIE

- [1] **HEMMINGS**, "*the-first-car-with-disc-brakes*", <https://www.hemmings.com>, 2022
- [2] **AUTOENCYCLOPEDIE**, "*frein-a-disque*", [https://www.autoencyclopedia.com/frein-](https://www.autoencyclopedia.com/frein-a-disque.html)
[a-disque.html](https://www.autoencyclopedia.com/frein-a-disque.html), 2022
- [3] **WIKIPEDIA**, "Frein", <https://fr.wikipedia.org/wiki/Frein>, 2022
- [4] **F2K RENAULT ALGERIE ACADEMIE-Formation COTECH**
- [5] **M.MOSTEFAI, D.BAHETH**, « Etude d'un système de freinage pour une voiture particulière », PFE de Centre d'Université de Tiaret, 1995.
- [6] **REBBAH.ABD.ERAOUF**, « Etude, Conception et Simulation Sous-SOLIDWORKS- d'un Système de freinage « frein-disque type ABS et EBD » », PFE d'Université Larbi Ben M'hidi Oum-El-Bouaghi, 2019.
- [7] **Ali.BELHOCINE**, « ETUDE thermomécanique des disques de frein application du code de calcul ANSYS v11.0 », Thèse de Doctorat de l'Université de Mohamed Boudiaf d'Oran, 2012.
- [8] **L. CHAMPANEY**, "*Contact unilatéral entre solides élastiques*", Notes du cours, Eléments Finis, DESS Dynamique des Structures Modernes dans leur Environnement, 2008
- [9] **A. BECKER** "*The Boundary Element Method in Engineering -A complete course*", Department of Mechanical Engineering University of Nottingham, 1992
- [10] **K.W.MAN**, "*Contact Mechanics using Boundary Elements*
- [11] **B. BHUSHAN, B.K. GUPTA**, "*Handbook of Tribology Materials. Coatings and Surface Treatments*", McGraw-Hill, United States, 1991
- [12] **H. J. MATHIEU, E. B. RENE**, "*Analyse et technique des surfaces*", Presse polytechnique Lausanne, première édition, 2003

-
- [13] **E. RABINOWICZ**, "*Friction and Wear of Materials*", 2 Edition, Wiley, New-York, pp. 3 15, 1995
- [14] **T. A. HARRIS**, "*Rolling Bearing Analysis*" , Wiley (2nd Edition), Fourth Edi. 2001.
- [15] **NEWCOMBE.T.P**, "*Temperatures reached in disc brakes*", Journal of mechanical science, 1960.
- [16] **DOWSON D.** "*History of tribology*", 2end edition. London and Bury St Edmonds, Professional Engineering publishing, UK, 1998
- [17] **ARCHAD. J.F**, "*Contact and rubbing of flat surfaces*", J.Appl,Phys, ,vol,24,pp.981-988, 1953
- [18] **M. CARTIER, P. KAPSA**, "*Usure des Contacts Mécaniques Manifestations de l'usure*", Techniques de l'ingénieur - 2001
- [19] **J. GEORGE**, Frottement, usure et lubrification. Paris : Eyrolles et CNRS Editions, pp.424, 2000.
- [20] **M. DUBOURG, Y. BERTHIER, L.VINCENT**, "*Cracking under fretting fatigue*": damage prediction under multiaxial fatigue. Journal of Strain Analysis, vol. 37, n°6, pp. 519-533, 2002.
- [21] **B. BHUSHAN AND B.K. GUPTA**, Handbook of Tribology: Materials. Coatings and Surface Treatments, McGraw-Hill, United States, pp. 199, 1990.
- [22] **P.J. BLAU**, "**Friction** and Wear Transitions of Materials, Materials Science and Process Technology, Series. Noyes Publications, Park Ridge, New Jersey, pp. 476, 1989.
- [23] **I.M. HUZCHINGS**, "*Friction and Wear of Engineering Materials*", CRC Press. Boca Raton. pp.273, 1992.
- [24] **J. AYEL**, "*Les différentes formes tribologiques d'usure des surfaces métalliques*", Rev. IFP, Vol. 31, No. 4, pp. 703-728, 1976.

-
- [25] **F.P. BOWDEN, D. TABOR**, "*The friction and fabrication of solids*", Oxford Clarendon Press.1950
- [26] **T.E. TALLIAN**, "*Failures Atlas for Hertz Contact Machine Elements*", ASME Press, New York, 1992.
- [27] **T. SASADA**, "*Future direction of research in wear and wear resistant Materials*", National Aeronautics and Space Administration, vol. 1, Cleveland, p. 197-218, 1984.
- [28] **H.C. MENG ET K.C. LUDEMA**, "*Wear models and predictive equations: their form and content*". Wear, vol. 181-183, pp. 443-457, 1995. Adhes
- [29] **LIM S., C.ASHBY M.F.** "*wear mechanism maps*" .actu Metall .1987.vol .35 n°1, pp 1-24
- [30] **NOYES,RN, VIKERS,PT**, "*Prediction of surface temperatures in passenger car disc brakes*", SAE Technical paper # 690457, 1969
- [31] **L'argus**, "*Fiche technique Peugeot 308*" , <https://www.largus.fr/fiche-technique/Peugeot/308/I/2012/Berline+5+Portes/16+Vti+16v+Active+5p-1048867.html>
- [32] **ECE**, "*Règlement No 90*", Nations unies, E/ECE/324/Rev.1/Add.89/Rev.3, E/ECE/TRANS/505/Rev.1/Add.89/Rev.3,Annexe 10, 2012
- [33] **BREMBO Spa**, "*Catalogue général*", <https://www.bremboparts.com/europe/fr/catalogue/disc/09-8760-11>
- [34] **CARNEIRO E.A., WINOCQ L., BERTHAUD J.** : "*Disc brakes of trucks : a technical innovation for heavy vehicles*", Warrendale SAE, 1992
- [35] **JIMBO Y.** et al. : "*Development of high thermal conductivity cast iron for brake disc rotor*", Warrendale SAE, pp.22-28, 1990
- [36] **KIM S.S., LEE S.H., LEE S.M.** : "*Thermomechanical wear mechanism of friction brake*",

Proceedings of the international tribology conference, Tokohama, pp.1567-1572, 1995

- [37] **BELHOCINE Ali**, "*Tthermomécanique des disques de frein : Application du code de calcul ANSYS v11.0*", Thèse de Doctorat, Université d'Oran, 2012
- [38] **BREMBO Spa**, https://www.bremboparts.com/europe/fr/catalogue/pad/P_61_101
- [39] WIKIPEDIA, "Plaquette de frein", https://fr.wikipedia.org/wiki/Plaquette_de_frein.
- [40] G.GENTA, "*Motor vehicle dynamics: modeling and simulation*", World Scientific, River Edge, New Jersey, 1997.
- [41] **MACKIN. T.J**, et al. "*Thermal cracking in disc brakes*", Engineering Failure Analysis, Pergamon, 2002

ملخص

الهدف من هذا العمل هو تقديم دراسة الاتصال القبلي بين لوحة الفرامل والقرص لمركبة خفيفة. وبالنسبة للنمذجة الهندسية للأجزاء وإستراتيجية المحاكاة العددية لمشكلتها الميكانيكية والحرارية تستند إلى استغلال البرمجيات (SOLIDWORKS)، فإن هذه الأخيرة مصممة على أساس طريقة العناصر المحدودة.

أولاً، نتناول الجانب الميكانيكي للدراسة من خلال ظاهرة ملامسة الاحتكاك الجاف بين وسادة الفرامل وقرص الفرامل. يتولد تحليل الإجهاد (Von Mises) والتشوهات والإزاحة عن ضغط الفرامل على الوسادة. ثم الجانب الحراري من خلال عرض الأنماط المختلفة لنقل الحرارة التي تحدث في قرص الفرامل في الخدمة بالنظر إلى درجة الحرارة وتدفق الحرارة الناتج عن الاحتكاك الجاف أثناء التلامس.

لذلك، فإن التحليلات التي أجريت على السلوك الحراري والميكانيكي لهذه النماذج الأولية تجعل من الممكن الاختيار الأمثل والاقتصادي للحلول التكنولوجية التي تمثل السبل الحقيقية للتحسين التي ستلبي حاجة المهندس المسؤول عن تصميم قرص الفرامل.

Abstract

The objective of this work is to present a tribo-contact study between brake plate and disc for a light motor vehicle. For the geometric modeling of parts and the strategy of numerical simulation of its mechanical and thermal problem is based on the exploitation of the software (SOLIDWORKS), the latter is designed at the base of the finite element method.

First, we address the mechanical aspect of the study through the phenomenon of contact with dry friction between the brake pad and the brake disc. Stress analysis (Von Mises), deformations and displacements are generated by the brake pressure on the pad. Then the thermal aspect through the presentation of the different modes of heat transfer that take place in a brake disc in service considering the temperature and the heat flow generated by dry friction during contact.

Therefore, the analyses made on the thermal and mechanical behavior of these prototypes make it possible to make an optimal and economical choice of technological solutions that represent the real avenues of improvement that will meet the need of the engineer in charge of the brake disc design.

Résumé

L'objectif de ce travail étant de présenter une étude tribo-contact entre plaquette et disque de frein pour un véhicule automobile léger. Pour la modélisation géométrique des pièces et la stratégie de la simulation numérique de son problème mécanique et thermique repose l'exploitation du logiciel (SOLIDWORKS), ce dernier est conçu à la base de la méthode des éléments finis.

Dans un premier temps, on aborde l'aspect mécanique de l'étude à travers le phénomène du contact avec frottement sec entre la plaquette et le disque de frein. On a analysées les contraintes (Von Mises), les déformations et les déplacements générés sous l'effet de la pression de freinage sur la plaquette. Ensuite l'aspect thermique à travers la présentation des différents modes de transferts thermiques qui ont lieu dans un disque de frein en service en considérant la température et le flux de chaleur généré par frottement sec lors de contact.

Donc, les analyses faites sur le comportement thermique et mécanique de ces prototypes permettent de bien faire un choix optimal et économique des solutions technologiques qui représentent les réelles pistes d'amélioration qui répondront au besoin de l'ingénieur en charge de la conception des disques de frein.